

### Getriebevorrichtung und Antriebsstrang eines Fahrzeugs

Die Erfindung betrifft eine Getriebevorrichtung zum Verteilen eines Antriebsmomentes auf wenigstens zwei Abtriebswellen mit mindestens zwei wenigstens dreiwelligen Planetensätzen sowie einen Antriebsstrang eines Fahrzeugs mit einer Antriebsquelle mit wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachsen und einer Getriebevorrichtung.

Bei aus der Praxis bekannten Fahrzeugen wird ein von einer Antriebsquelle bzw. Antriebsmaschine erzeugtes Antriebsmoment bedarfsgerecht über eine Getriebevorrichtung zu den Antriebsrädern einer antreibbaren Fahrzeugachse geleitet. Sind Fahrzeuge, wie beispielsweise Allrad-Pkws oder allradgetriebene Lkws, mit mehreren angetriebenen Achsen ausgeführt, muß die Leistung der Antriebsmaschine im Antriebsstrang eines derartigen Fahrzeugs auf die einzelnen antreibbaren Fahrzeugachsen verteilt werden.

Dabei werden zur Leistungsverteilung sogenannte Differentialgetriebe eingesetzt, welche einem Hauptgetriebe, das zur Darstellung verschiedener Übersetzungen vorgesehen ist, im Leistungspfad eines Antriebsstranges eines Fahrzeuges nachgeschaltet sind. Zur Längsverteilung der Antriebsleistung der Antriebsmaschine auf mehrere antreibbare Fahrzeugachsen eines Fahrzeuges werden sogenannte Längsdifferentiale eingesetzt. Zusätzlich werden sogenannte Querdifferentiale bzw. Ausgleichsgetriebe zu einer Querverteilung der Antriebsleistung zwischen zwei Antriebsrädern einer Fahrzeugachse eingesetzt.

Mit Hilfe derartiger Verteilergetriebe besteht die Möglichkeit, ein Antriebsmoment in beliebigen Verhältnissen auf mehrere Antriebsachsen zu verteilen, ohne Verspannungen in einem Antriebsstrang zu erzeugen. Des weiteren wird mit dem Einsatz von Ausgleichsgetrieben erreicht, dass Antriebsräder einer antreibbaren Fahrzeugachse mit unterschiedlichen Drehzahlen unabhängig voneinander entsprechend den verschiedenen Weglängen der linken bzw. rechten Fahrspur angetrieben werden können, wodurch das Antriebsmoment symmetrisch und somit giermomentenfrei auf beide Antriebsräder verteilbar ist.

Diesen beiden Vorteilen steht jedoch der Nachteil gegenüber, dass die auf die Fahrbahn übertragbaren Vortriebskräfte zweier Antriebsräder einer Fahrzeugachse bzw. zweier oder mehrerer Antriebsachsen aufgrund der Ausgleichstätigkeit eines Differentialgetriebes jeweils von dem geringeren bzw. geringsten übertragbaren Antriebsmoment der beiden Antriebsräder bzw. der antreibbaren Fahrzeugachsen abhängig ist. Das bedeutet, wenn ein beispielsweise auf Glatteis stehendes Antriebsrad durchdreht, wird dem anderen Antriebsrad kein höheres Moment als dem durchdrehenden Antriebsrad zugeführt, auch wenn es auf griffigem Untergrund steht. In einer solchen Fahrsituation kann das Fahrzeug aufgrund der Ausgleichstätigkeit eines Differentialgetriebes, welche eine Drehzahldifferenz zwischen zwei Abtriebswellen eines Differentialgetriebes ermöglicht, nachteilhafterweise nicht anfahren.

Deshalb ist in der Praxis dazu übergegangen worden, eine Ausgleichsbewegung eines Ausgleichsgetriebes bei Vorliegen kritischer Fahrzustände durch geeignete Maßnahmen zu behindern. Dies wird beispielsweise durch eine manuell oder

automatisch mit mechanischen, magnetischen, pneumatischen oder hydraulischen Mitteln aktivierbare und an sich bekannte Differentialsperre realisiert, die durch ein Blockieren des Ausgleichsgetriebes jede Ausgleichsbewegung zu 100 %  
5 sperrt.

Des weiteren werden selbsttätig sperrende Differentiale, die auch Ausgleichsgetriebe mit begrenztem Schlupf oder Sperrdifferentiale genannt werden, verwendet. Derartige  
10 Ausgleichsgetriebe ermöglichen es, auf ein Antriebsrad einer antreibbaren Fahrzeugachse oder auf eine antreibbare Fahrzeugachse auch dann ein Drehmoment zu übertragen, wenn das andere Antriebsrad oder bei mehreren antreibbaren Fahrzeugachsen die andere antreibbare Fahrzeugachse infolge  
15 schlechter Bodenhaftung durchrutscht. Gleichzeitig wird jedoch der Vorteil der vorgenannten drehmomentenfreien Kraftübertragung verloren, und die freie Anpassung der Radrehzahlen an die Weglängen der beiden Fahrspuren der beiden Antriebsräder einer Antriebsachse wird nachteilhafterweise ebenfalls behindert.  
20

Die WO 02/09966 A1 offenbart ein Getriebe für ein vierrad-getriebenes Fahrzeug, bei dem eine Eingangswelle mit einem Planetenradsatz verbunden ist. Der Planetenradsatz ist hier als dreiwelliger Planetenradsatz ausgeführt,  
25 wobei ein Hohlrad mit der Eingangswelle, ein Sonnenrad mit einer ersten Abtriebswelle und der Planetenträger mit einem Planetengetriebesystem sowie mit einer weiteren Abtriebswelle des Getriebes wirkverbunden ist. Das Planetengetriebesystem weist drei Sonnenräder und drei jeweils mit einem  
30 Sonnenrad kämmende Planetenräder auf, die integral miteinander ausgeführt sind und einen gemeinsamen Planetenträger aufweisen. Der Planetenträger des Planetengetriebesystems

und ein Sonnenrad des Planetengetriebesystems stehen jeweils mit einer Bremse in Wirkverbindung, wobei die Bremsen mit einer Kraftquelle in Verbindung stehen und die unabhängig voneinander betrieben und von einem elektronischen Steuergerät angesteuert werden. Mit dem elektronischen Steuergerät sind eine Vielzahl von Sensoren verbunden, deren Signale von dem elektronischen Steuergerät empfangen und in ein entsprechendes Steuersignal für die beiden Kupplungen umgewandelt werden. In Abhängigkeit der Ansteuerung der beiden Kupplungen wird die Ausgangsdrehzahl sowie das Drehmoment, welches auf die Vorderachse geführt wird, und die Abtriebsdrehzahl des Planetengetriebesystems sowie das Drehmoment, welches auf die Hinterachse geführt wird, eingestellt.

Dieses aus dem Stand der Technik bekannte Allradverteilersystem weist jedoch den Nachteil auf, dass eine variable Verteilung des Drehmomentes nur bedingt durchführbar ist und dass es konstruktiv aufwändig gestaltet ist. Aufgrund der aufwändigen konstruktiven Ausführung weist das Allradverteilersystem große äußere Abmessungen auf, weshalb das Allradverteilersystem durch einen hohen Bauraumbedarf sowie durch ein hohes Eigengewicht gekennzeichnet ist.

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine konstruktiv einfache sowie kostengünstig herstellbare Getriebevorrichtung sowie einen Antriebstrang eines Fahrzeuges zur Verfügung zu stellen, mit welchen ein Verteilungsgrad eines Antriebsmomentes zwischen wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachse bzw. zwischen zwei Antriebsrädern einer antreibbaren Fahrzeugachse derart bedarfsgerecht variierbar ist, dass ein Fahrbetrieb eines

Fahrzeuges auch in kritischen Fahrsituationen gewährleistet ist.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe mit einer Getriebe-  
5 vorrichtung gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 1, 7  
und 18 sowie mit einem Antriebsstrang eines Fahrzeugs mit  
den Merkmalen des Patentanspruches 19 gelöst.

Die erfindungsgemäße Getriebevorrichtung mit den Merk-  
10 malen des Patentanspruches 1 stellt eine konstruktiv einfache  
Lösung mit geringen äußeren Abmessungen dar, die kostengünstig  
herstellbar ist und zudem nur wenig Bauraum beansprucht.

15 Dies wird dadurch erreicht, dass die beiden ersten  
Wellen der Planetensätze, die mit einer Antriebswelle verbunden  
sind, wenigstens über ein gehäuseseitig gelagertes Zahnrad  
miteinander verbunden sind, wodurch eine Krafteinleitung  
20 in die Getriebevorrichtung, die bei aus der Praxis  
bekannten Verteilergetriebevorrichtungen über ein mit einem  
großen Durchmesser ausgeführtes Tellerrad erfolgt, bei der  
erfindungsgemäßen Ausführung der Getriebevorrichtung höchstens  
am Außendurchmesser der beiden Planetensätze vorgesehen  
25 ist. Damit wird auf einfache Art und Weise eine Reduzierung  
des Durchmessers der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung  
im Vergleich zu aus der Praxis bekannten Verteilergetrieben  
erzielt, ohne die äußeren Abmessungen der Getriebevorrichtung  
in axialer Richtung wesentlich zu vergrößern.

30 Ein alternatives und ebenfalls bauraumoptimiertes Getriebe  
stellt die Getriebevorrichtung mit den Merkmalen des  
Patentanspruches 7 dar. Bei dieser erfindungsgemäßen Ge-

triebevorrichtung ist die Wirkverbindung zwischen der dritten Welle des ersten Planetensatzes und der dritten Welle des zweiten Planetensatzes mit einem dritten Planetensatz ausgebildet, wobei eine der Wellen des dritten Planetensatzes gehäusefest ausgeführt ist. Durch die Anordnung des dritten Planetensatzes zwischen den beiden dritten Wellen des ersten und des zweiten Planetensatzes wird zunächst eine in Abhängigkeit des Übersetzungsverhältnisses des dritten Planetensatzes bestehende Grundverteilung des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen der Getriebevorrichtung vorgegeben, die auf einfache Art und Weise durch verschiedene Maßnahmen, wie beispielsweise durch Einleiten eines Momentes über eine der Wellen des dritten Planetenradsatzes in die Wirkverbindung, betriebszustandsabhängig und bedarfsgerecht variierbar ist.

Bei der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 18 ist eine variable Verteilung des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen durch eine stufenlose Verstellung der Übersetzung einer stufenlosen Übersetzungseinrichtung der Wirkverbindung durchführbar.

Damit besteht vorteilhafterweise die Möglichkeit, ein Antriebsmoment einer Antriebsmaschine zwischen den beiden Abtriebswellen über eine betriebszustandsabhängige Steuerung und Regelung der Übersetzung der stufenlosen Übersetzungseinrichtung der Wirkverbindung mit stufenlos einstellbaren Verteilungsgraden zwischen einem oberen und einem unteren Grenzwert eines Verteilungsgrades des der Getriebevorrichtung zugeführten Antriebsmomentes zu verteilen.

Mit dem erfindungsgemäßen Antriebsstrang eines Fahrzeuges mit einer Antriebsquelle mit wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachsen und wenigstens einer vorbeschriebenen erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung, die zum bedarfsgerechten und betriebszustandsabhängigen Verteilen des Antriebsmomentes der Antriebsquelle zwischen den antreibbaren Fahrzeugachsen in einem Leistungspfad zwischen der Antriebsquelle und den Fahrzeugachsen und/oder in einem Leistungspfad einer Fahrzeugachse zum bedarfsgerechten und betriebszustandsabhängigen Verteilen des der Fahrzeugachse zugeführten Anteils des Antriebsmomentes in Fahrzeugquerrichtung zwischen zwei Antriebsrädern der Fahrzeugachse angeordnet ist, besteht einerseits die Möglichkeit, ein Antriebsmoment in Fahrzeuginnenrichtung und/oder in Fahrzeugaußenrichtung stufenlos zu verteilen und andererseits ein Fahrzeug mit einem bauraumoptimierten sowie kostengünstigen Antriebsstrang auszuführen. Insbesondere wird durch die bauraumoptimierte und kostengünstige Ausgestaltung des Antriebsstranges erreicht, dass die gesamten Herstellkosten eines Fahrzeuges reduziert werden und im Bereich des Antriebsstranges, in welchem bei einem Fahrzeug nur wenig Bauraum zur Verfügung steht, im Vergleich zu aus der Praxis bekannten Lösungen mehr Bauraum verbleibt.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Patentansprüchen und den unter Bezugnahme auf die Zeichnung prinzipmäßig beschriebenen Ausführungsbeispielen, wobei zur Verbesserung der Übersichtlichkeit in der Beschreibung der verschiedenen Ausführungsbeispiele für bau- und funktionsgleiche Bauteile dieselben Bezugszeichen verwendet werden.

Es zeigt:

Fig.1 ein Grundschema einer Getriebevorrichtung gemäß der Erfindung;

Fig.2 ein Räderschema einer als Achsdifferential ausgeführten Getriebevorrichtung nach der Erfindung, wobei die Wirkverbindung zwischen den beiden Planetensätzen eine Stirnradinvertierung und einen Elektromotor aufweist;

Fig.3 ein Räderschema einer als Längsverteilerdifferential ausgeführten Getriebevorrichtung nach der Erfindung, deren Wirkverbindung zwischen den beiden Planetensätzen einen dritten Planetensatz und einen Elektromotor aufweist;

Fig.4 ein Räderschema einer Getriebevorrichtung gemäß Fig. 3, wobei der Elektromotor an ein Hohlrad des dritten Planetensatzes gekoppelt ist;

Fig.5 ein Räderschema der Getriebevorrichtung gemäß Fig. 2, wobei die Wirkverbindung zwischen dem ersten und dem zweiten Planetensatz mit einer stufenlosen Übersetzungseinrichtung ausgeführt ist;

Fig.6 ein Räderschema der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung, wobei die Wirkverbindung mit einer stufenlosen Übersetzungseinrichtung und einem dritten Planetensatz ausgeführt ist;



Fig.7 ein Räderschema der Getriebevorrichtung gemäß Fig. 6, wobei einem Hohlrad des dritten Planetensatzes eine Bremse zugeordnet ist;

5 Fig.8 ein Räderschema der Getriebevorrichtung gemäß Fig. 6 und Fig. 7, wobei einem Planeten des dritten Planetensatzes ein Elektromotor zugeordnet ist;

10 Fig.9 ein Räderschema der Getriebevorrichtung gemäß Fig. 3, bei dem der dritte Planetensatz der Wirkverbindung über eine Klauenkupplung zuschaltbar ist und bei dem die Wirkverbindung zusätzlich mit zwei Bremsen ausgeführt ist;

15 Fig.10 eine graphische Darstellung eines Zusammenhanges zwischen Übertragungsfähigkeiten der in Fig. 9 dargestellten Bremsen und einem Verteilungsgrad eines Antriebsmomentes zwischen zwei Abtriebswellen der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung;

20

Fig.11 eine stark schematisierte Darstellung eines Antriebsstranges eines Allradfahrzeuges, bei dem zur Längsverteilung eines Antriebsmomentes zwischen zwei antreibbaren Fahrzeugachsen eine geregelte Kupplung und zur Querverteilung des einer antreibbaren Fahrzeugachse zugeführten Anteils des Antriebsmomentes eine erfindungsgemäß ausgeführte Getriebevorrichtung vorgesehen ist;

25

30

Fig.12 ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Antriebsstranges, bei dem zur Querverteilung eine erfindungsgemäße Getriebevorrichtung vorgesehen ist;

5

Fig.13 ein drittes Ausführungsbeispiel eines Antriebsstranges, bei dem eine erfindungsgemäße Getriebevorrichtung zur Längsverteilung und zur Querverteilung eine geregelte Differentialsperrung vorgesehen ist;

10

Fig.14 ein viertes Ausführungsbeispiel eines Antriebsstranges, bei dem eine Längsverteilung eines Antriebsmomentes mit einer erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung und eine Querverteilung eines Antriebsmomentes mit einem offenen Differential durchgeführt wird; und

15

Fig.15 ein fünftes Ausführungsbeispiel eines Antriebsstranges, bei dem sowohl die Längsverteilung als auch die Querverteilung eines Antriebsmomentes mit einer erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung durchgeführt wird.

20

25 Bezug nehmend auf Fig. 1 ist ein Grundschema eines Getriebes bzw. einer Getriebevorrichtung 1 gezeigt, welches als Differentialgetriebe in einem Leistungspfad eines Antriebsstranges eines Fahrzeugs zwischen einer Antriebsquelle und den antreibbaren Fahrzeugachsen zur Längsverteilung  
30 eines Antriebsmomentes der Antriebsquelle zwischen wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachsen oder in einem Leistungspfad wenigstens einer der antreibbaren Fahrzeugachsen zur Querverteilung eines einer antreibbaren Fahrzeugachse

zugeführten Teils eines Antriebsmomentes zwischen zwei Antriebsrädern dieser Fahrzeugachse einsetzbar ist.

Das Getriebe 1 ist mit einem ersten Planetensatz 2 und  
5 einem zweiten Planetensatz 3 ausgeführt, die in Abhängigkeit des jeweils vorliegenden Anwendungsfalles als Minus-, Plus-, Kegelrad- oder Stufenplanetensatz ausgebildet sein können. Jeweils eine erste Welle 4, 5 der beiden Planetensätze 2, 3 ist mit einer Antriebswelle 6, die eine Getriebeausgangswelle eines nicht näher dargestellten Hauptgetriebes des Antriebsstranges oder eine Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine sein kann. Jeweils eine zweite Welle 7  
10 bzw. 8 der beiden Planetensätze 2, 3 stellen jeweils eine Abtriebswelle des Getriebes 1 dar, die entweder mit den antreibbaren Fahrzeugachsen oder den Antriebsrädern einer Fahrzeugachse in Wirkverbindung stehen. Eine dritte Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 und eine dritte Welle 10 des zweiten Planetensatzes 3 sind über eine Wirkverbindung 11 miteinander verbunden.

20 Die Wirkverbindung 11 ist derart ausgeführt, dass ein betriebszustandsabhängiges Drehmoment der dritten Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 oder der dritten Welle 10 des zweiten Planetensatzes 3 in Abhängigkeit eines Betriebszustandes der dritten Welle 10 des Planetensatzes 3 oder der  
25 dritten Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 derart abstützbar ist, dass bei Auftreten eines Drehzahlunterschiedes zwischen den Abtriebswellen 6, 7 über die Wirkverbindung 11 ein den Drehzahlunterschied reduzierendes oder erhöhendes  
30 Drehmoment an den Planetensätzen 2 und 3 bzw. den dritten Wellen 9 und 10 der beiden Planetensätze 2 und 3 anliegt.

Die Wirkverbindung kann dabei in der nachfolgend näher beschriebenen Art und Weise alternativ oder in Kombination mit einer Drehzahlinvertierung zwischen den beiden miteinander wirkverbundenen Wellen 9 und 10, einer stufenlosen Übersetzungseinrichtung, mit einer Momentenquelle zur Erhöhung oder Verkleinerung eines Momentes an wenigstens einer der beiden miteinander wirkverbundenen Wellen 9 und 10 und/oder einem dritten Planetensatz ausgeführt sein.

Fig. 2 zeigt ein Räderschema eines ersten Ausführungsbeispiels des in Fig. 1 als Grundschemata dargestellten Getriebes 1 nach der Erfindung. Ein Antriebsmoment der Antriebswelle 6 wird über ein damit verbundenes erstes Stirnrad 12 auf die als Hohlrad ausgeführte erste Welle 5 des zweiten Planetensatzes 3 geführt. Des Weiteren wird das Antriebsmoment der Antriebswelle 6 über das erste Stirnrad 12 und ein zweites, gehäuseseitig gelagertes zweites Stirnrad 13 auf die ebenfalls als Hohlrad ausgeführte erste Welle 4 des ersten Planetensatzes 2 geführt. Von dort aus wird das Antriebsmoment der Antriebswelle 6 auf mit den beiden Hohlrädern 4 und 5 in Eingriff stehende Planetenräder 14 und 15 geführt, die jeweils auf einem Steg 16 bzw. 17 drehbar gelagert sind und die beiden Stege 16 und 17 aufgrund ihrer Abrollbewegung in den Hohlrädern 4 und 5 antreiben.

Die beiden Stege 16 und 17 der Planetensätze 2 und 3 sind wiederum mit den beiden Abtriebswellen 7 und 8 verbunden, so dass das über das erste Stirnrad 12 und das zweite Stirnrad 13, die beiden Hohlräder 4 und 5, die Planetenräder 14 und 15 sowie die Stege 16 und 17 geführte Antriebsmoment auf die beiden Abtriebswellen 7 und 8 gelangt.

Die Anbindung der beiden Planetensätze 2 und 3 an eine Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine, d. h. vorliegend an die Antriebswelle 6, erfolgt vorliegend jeweils über Kronenverzahnungen, welche zwischen dem ersten Stirnrad 12 und dem Hohlrad 5 des zweiten Planetensatzes 3 sowie zwischen dem zweiten Stirnrad 13 und dem Hohlrad 4 des ersten Planetensatzes 2 vorgesehen sind. Damit erfolgt der Eingriff der Antriebsquelle direkt zwischen den beiden Planetensätzen bzw. zwischen den als Sonnenräder ausgeführten dritten Wellen 9 und 10 der Planetensätze 2 und 3.

Zusätzlich kämmen die Planetenräder 14 und 15 jeweils mit den Sonnenrädern bzw. den dritten Wellen 9 und 10 der Planetensätze 2 und 3, die jeweils mit einem dritten Stirnrad 18 bzw. einem vierten Stirnrad 19 verbunden sind. Die beiden Stirnräder 18 und 19 der dritten Wellen 9 und 10 der beiden Planetensätze 2 und 3 stehen mit einem fünften Stirnrad 20 in Verbindung, so dass zwischen den Sonnenrädern 9 und 10 der Planetensätze 2 und 3 eine mechanische Verbindung vorliegt.

Das bedeutet, dass die in Fig. 1 lediglich schematisiert dargestellte Wirkverbindung 11 bei dem Ausführungsbeispiel des Getriebes 1 gemäß Fig. 2 das dritte Stirnrad 18, das vierte Stirnrad 19, das fünfte Stirnrad 20 sowie ein sechstes Stirnrad 21, welches mit einer Einrichtung 22 zum Aufbringen eines Momentes auf eine der miteinander wirkverbundenen Wellen 9, 10 in Verbindung steht, umfasst. Die Einrichtung zum Aufbringen eines Momentes bzw. die Momentenquelle 22 ist über das sechste Stirnrad 21 an die beiden Sonnenräder 9 und 10 angekoppelt und vorliegend als ein Elektromotor ausgeführt.

Die Ausgestaltung der Wirkverbindung 11 mit der Momentenquelle 22 bietet die Möglichkeit, betriebszustandsabhängig und in Abhängigkeit der Drehrichtung des Elektromotors ein derartiges Moment auf die miteinander wirkverbundenen Sonnenräder 9 und 10 aufzubringen, so dass beispielsweise bei einer Drehzahldifferenz zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 eine Ausgleichstätigkeit des Getriebes 1 zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 reduziert oder verstärkt wird. D. h., dass über die Momentenquelle 22 eine gezielte Momentenerhöhung bzw. Momentenverkleinerung an den beiden miteinander wirkverbundenen Sonnenrädern bzw. dritten Wellen 9 und 10 der Planetensätze 2 und 3 durchführbar ist, um beispielsweise einem Übersteuern oder einem Untersteuern während einer Kurvenfahrt durch Erhöhung der Drehzahldifferenz zwischen den Antriebsrädern einer Antriebsachse effektiv und auf einfache Art und Weise entgegenzuwirken.

Des weiteren besteht beispielsweise die Möglichkeit, eine Seitenwindempfindlichkeit eines Fahrzeuges durch ein gezieltes Einstellen einer Differenzgeschwindigkeit zwischen den beiden Abtriebswellen und somit zwischen zwei Antriebsrädern einer Fahrzeugachse zu verbessern.

Alternativ hierzu kann die Momentenquelle 22 auch als eine hydraulische Antriebsmaschine oder als eine andere geeignete Antriebsmaschine ausgeführt sein. Darüber hinaus besteht selbstverständlich auch die Möglichkeit, dass zwischen der Momentenquelle 28 und dem sechsten Stirnrad 21 eine oder mehrere Übersetzungsstufen vorgesehen sind, um die gezielte Momentenerhöhung bzw. Momentenreduzierung bedarfsgerecht auf die Wirkverbindung 11 bzw. auf die beiden miteinander wirkverbundenen dritten Wellen 9 und 10 der

Planetensätze 2 und 3 aufbringen zu können, wobei die Steuerung der Momentenquelle 22 unabhängig von der Ausführung mit zusätzlichen Übersetzungsstufen über eine nicht näher dargestellte Steuereinrichtung erfolgt, welche in eine Getriebesteuereinrichtung des Getriebes 1 integriert ist oder als separates Steuergerät ausgeführt sein kann. Die Übersetzungen zwischen den einzelnen Stirnradpaarungen der Wirkverbindung 11 sind dabei jeweils gleich groß.

Wird das in Fig. 2 dargestellte Getriebe 1 als Achs-Differential zur Verteilung des Antriebsmomentes auf zwei Antriebsräder einer antreibbaren Fahrzeugachse eingesetzt, kann es bei ungünstigen Fahrbahnverhältnissen dazu führen, dass ein mit der Abtriebswelle 7 verbundenes Antriebsrad auf glattem Untergrund durchdreht und ein mit der Abtriebswelle 8 verbundenes Antriebsrad aufgrund einer guten Bodenhaftung nahezu still steht. In diesem Betriebszustand des Getriebes 1 liegt eine hohe Differenzdrehzahl zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 vor, die dazu führt, dass die beiden Sonnenräder 19 und 20, welche bei Drehzahlgleichheit der beiden Abtriebswellen 7 und 8 still stehen, mit unterschiedlicher Drehrichtung umlaufen. Die rotatorischen Massen der Wirkverbindung 11 und auch der als Elektromotor ausgebildeten unbestromten Momentenquelle 22 wirken aufgrund ihrer Massenträgheit dieser Drehzahldifferenz besonders zu Beginn des Durchdrehens des mit der Abtriebswelle 7 verbundenen Antriebsrades derart entgegen, dass ein Teil des Antriebsmomentes der Antriebsachse 6 auf die Abtriebswelle 8 geführt und ein Anfahren ermöglicht wird.

Besteht der Wunsch, die Ausgleichstätigkeit des Getriebes 1 zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 aktiv in Abhängigkeit einer Fahrsituation gesteuert zu beeinflussen,

sen, ist die Ausgestaltung der Wirkverbindung 11 zwischen den beiden miteinander wirkverbundenen Sonnenrädern bzw. dritten Wellen 9 und 10 der Planetensätze 2 und 3 mit der Momentenquelle 21 besonders geeignet, da über einen Elektromotor einerseits treibend und andererseits bremsend Einfluss auf die Differenzdrehzahl zwischen den beiden Abtriebswellen des Getriebe 1 genommen werden kann.

In bestimmten Betriebssituationen ist es erforderlich die Ausgleichstätigkeit des Getriebe 1 zu sperren. Dies kann einerseits über den Elektromotor 22 realisiert werden, was jedoch über einen längeren Zeitraum eine energetisch ungünstige Lösung darstellt. Aus diesem Grund ist zwischen den beiden dritten Wellen 9 und 10 der Planetensätze 2 und 3 eine als Lamellenkupplung ausgeführte Sperre 23 angeordnet, die in geschlossenem Zustand eine starre Verbindung zwischen den beiden dritten Wellen 9 und 10 der Planetensätze 2 und 3 herstellt, so dass die beiden Abtriebswellen 7 und 8 mit gleicher Drehzahl betrieben werden.

Bei einer weiteren nicht näher dargestellten Ausführungsform, welche im Wesentlichen dem in Fig. 2 dargestellten Prinzip entspricht, jedoch ohne die Sperre zwischen den beiden Sonnenrädern der beiden Planetensätze ausgeführt ist, besteht vorteilhafterweise die Möglichkeit, die Momentenquelle bzw. den Elektromotor anstatt der Sperre zusammen mit einer Drehrichtungsumkehr zwischen den beiden Sonnenrädern der beiden Planetensätze anzuordnen. Dabei ist der Elektromotor als ein in Öl betreibbarer Elektromotor ausgeführt und das erfindungsgemäße Getriebe stellt dann eine im Vergleich zu der Ausführung gemäß Fig. 2 kompaktere Lösung dar.



In Fig. 3 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Räderschemas des erfindungsgemäßen Getriebes 1 gezeigt. Das in Fig. 3 dargestellte Räderschema des Getriebes 1 stellt ein Längsverteilerdifferential dar, bei dem die Wirkverbindung 11 zwischen der dritten Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 und der dritten Welle 10 des zweiten Planetensatzes 3 mit einem dritten Planetensatz 24 ausgeführt ist.

Die dritte Welle bzw. das Sonnenrad 10 des zweiten Planetensatzes 3 ist mit einem Hohlrad 25 des dritten Planetensatzes 24 verbunden und die dritte Welle bzw. das Sonnenrad 9 des ersten Planetensatzes 2 ist mit einer dritten Welle bzw. einem Sonnenrad 26 des dritten Planetensatzes 24 gekoppelt. Zwischen dem Hohlrad bzw. der ersten Welle 25 des dritten Planetensatzes 24 und dem Sonnenrad 26 des dritten Planetensatzes 24 wälzen sich mehreren Planeten ab, wobei in Fig. 3 zwei Planeten 27A und 27B dargestellt sind.

Der Planet 27A ist drehbar auf einem gehäusefest angeordneten Planetenträger bzw. einer zweiten Welle 28 des dritten Planetensatzes 24 gelagert. Der Planet 27B steht mit einer als Elektromotor ausgeführten Momentenquelle 22 in Wirkverbindung, wobei der Momentenquelle 22 dieselbe Wirkungsweise wie der Momentenquelle des Getriebes gemäß Fig. 2 zugrunde liegt, weshalb diesbezüglich an dieser Stelle auf die Beschreibung zu Fig. 2 verwiesen wird.

In unbestromtem Zustand des Elektromotors 22 wird das über die Antriebswelle 6 eingeleitete Antriebsmoment in Abhängigkeit einer Grundverteilung des Getriebes 1 auf die beiden Abtriebswellen 7 und 8 verteilt, wobei der Grundverteilungsgrad durch das Verhältnis der Zähneanzahl des Hohlrades 25 zu der Zähneanzahl des Sonnenrades 26 des dritten

Planetensatzes 24 bestimmt wird. Dieser Grundverteilungsgrad wird in Abhängigkeit von dem elektromotorseitig aufgebracht  
Drehmoment multipliziert mit einem Faktor eines Verhältnisses aus der Zähnezahl des Hohlrades 4 des ersten  
Planetensatzes 2 bzw. des Hohlrades 5 des zweiten Planetensatzes 3 zu der Zähnezahl des Sonnenrades 9 des ersten Planetensatzes bzw. des Sonnenrades 10 des zweiten Planetensatzes 3 in Richtung eines oberen oder eines unteren Grenzwertes des Verteilungsgrades verschoben.

Fig. 4 zeigt ein Räderschema des Getriebes 1, welches grundsätzlich dem in Fig. 3 dargestellten Räderschema entspricht. Bei dem Getriebe 1 gemäß Fig. 4 ist die Momentenquelle 22 jedoch an das Hohlrad bzw. die erste Welle 25 des dritten Planetensatzes 24 gekoppelt und die Planeten 27A, 27B des dritten Planetensatzes 24 sind gehäuseseitig gelagert. Das in Fig. 4 dargestellte Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung weist in axialer Richtung kleinere äußere Abmessungen als die in Fig. 3 dargestellte Lösung der Getriebevorrichtung 1 auf. Dafür ist sie mit einem größeren Durchmesser als die in Fig. 3 dargestellte Lösung ausgeführt, da der als Hohlwellenmotor ausgeführte Elektromotor 22 das Hohlrad 25 des dritten Planetensatzes 24 umgibt.

Bezug nehmend auf Fig. 5 ist ein Räderschema einer erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung 1 gezeigt, das prinzipiell dem in Fig. 2 dargestellten Räderschema entspricht. Das Hohlrad 4 des ersten Planetensatzes 2 und das Hohlrad 5 des zweiten Planetensatzes 3 sind integral ausgebildet und über ein Kegelrad 29 mit einem Kegelrad 30 der Antriebswelle 6 verbunden.

Die Wirkverbindung 11 zwischen der dritten Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 und der dritten Welle 10 des zweiten Planetensatzes 3 umfasst vorliegend mit den Sonnenrädern 9 und 10 verbundene Stirnräder 31 und 32, damit kämmende weitere Stirnräder 33, 34 und 35 sowie eine zwischen den Stirnrädern 33 und 35 angeordnete stufenlose Übersetzungseinrichtung 36. Die stufenlose Übersetzungseinrichtung 36 ist vorliegend als ein Zugmittelgetriebe, wie beispielsweise ein Umschlingungs-CVT (Continuously Variable Transmission) ausgeführt. Selbstverständlich kann es auch vorgesehen sein, dass die stufenlose Übersetzungseinrichtung als ein Kugelvariator, als ein Beier-Variator oder dergleichen ausgeführt ist.

Durch die Integration der stufenlosen Übersetzungseinrichtung 36 in die Wirkverbindung 11 besteht die Möglichkeit, einen Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 des Getriebes 1 durch eine entsprechende Verstellung der Übersetzung der Übersetzungseinrichtung 36 zwischen einem oberen Grenzwert und einem unteren Grenzwert ausgehend von einem Grundverteilungsgrad zu variieren.

In Fig. 6 bis Fig. 8 sind drei Räderschemata weiterer Ausführungsvarianten der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung dargestellt, welche auf dem in Fig. 3 dargestellten Räderschema basieren. Dabei ist die Wirkverbindung 11 zwischen der dritten Welle 9 des ersten Planetensatzes 2 und der dritten Welle 10 des zweiten Planetensatzes 3 mit dem dritten Planetensatz 24 mit gehäusefest gelagerten Planeten 27A und 27B sowie mit einer stufenlosen Übersetzungseinrichtung 36 ausgeführt. Bei dieser Ausführungsvariante der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung 1 ist der Grundver-

teilungsgrad zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 durch die Übersetzung des dritten Planetensatzes 24 vorgegeben, der durch eine entsprechende Verstellung der Übersetzung der stufenlosen Übersetzungseinrichtung 36 zwischen  
5 einem oberen Grenzwert des Verteilungsgrades und einem unteren Grenzwert des Verteilungsgrades bedarfsgerecht und betriebszustandsbezogen verschoben werden kann.

Das in Fig. 7 dargestellte Räderschema der Getriebe-  
10 vorrichtung unterscheidet sich von dem in Fig. 6 dargestellten Räderschema darin, dass das Hohlrad 25 des dritten Planetensatzes 24 über eine vorliegend als Lamellenbremse ausgeführte Bremse 37 abbremsbar ist. Die Bremse 37 stellt  
15 ebenfalls eine Momentenquelle dar, über die die bei aus der Praxis bekannten Achsdifferentialen einstellbare Sperrwirkung, die zur Behinderung einer Ausgleichstätigkeit von Achsdifferentialen vorgesehen ist, stufenlos darstellbar ist. Bei vorteilhaften Weiterbildungen des Getriebes 1 kann die Bremse 37 auch als eine Konusbremse, Klauenbremse,  
20 Bandbremse oder dergleichen ausgeführt sein.

Die vorbeschriebenen Ausführungen der Momentenquelle, d. h. dem Elektromotor oder der Bremse, liegt der Vorteil zugrunde, dass diese gehäusefest in dem Getriebe 1 angeordnet werden können. Damit kann das Getriebe insgesamt konstruktiv einfach ausgeführt werden. Dies ergibt sich aus  
25 der Tatsache, dass die Abstützung der Momentenquelle, welche bei der Ausführung des Getriebes 1 gemäß Fig. 8 als ein an einem Planeten 27A des dritten Planetensatzes 24 angreifender Elektromotor ausgeführt ist, im Getriebe 1 ohne zusätzliche konstruktive Maßnahmen, die eine Drehübertragung von Kraft, Druck oder Strom ermöglichen, durchführbar ist. Das bedeutet, dass eine hydraulische, elektromagnetische  
30

oder eine andere geeignete Aktuatorik zum variablen Verteilen eines Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 des Getriebes 1 getriebegehäuseseitig nicht rotierend im Getriebe 1 angeordnet ist.

5

Bezug nehmend auf Fig. 9 ist ein Raderschema einer weiteren Ausführungsform der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung 1 dargestellt, bei der die Wirkverbindung 11 zwei zueinander parallele Leistungspfade aufweist. Dabei ist ein  
10 erster Leistungspfad mit dem vorliegend über eine Klauenkupplung 39 in den Kraftfluss des Getriebes 1 zuschaltbaren dritten Planetensatz 24 ausgebildet. Der zweite Leistungspfad ist durch zwei Bremsen 40, 41, die jeweils mit dem  
15 Sonnenrad 9 des ersten Planetensatzes 2 bzw. dem Sonnenrad 10 des zweiten Planetensatzes 3 verbunden sind und die beiden Sonnenräder 9 und 10 der Planetensätze 2 und 3 in geschlossenem Zustand getriebegehäuseseitig festlegen. In geschlossenem Zustand der Bremsen 40 und 41 ist eine Ausgleichsbetätigung des Getriebes 1 vollständig aufgehoben  
20 und die beiden Abtriebswellen 7 und 8 werden mit gleicher Drehzahl betrieben.

In geöffnetem Zustand der Klauenkupplung 39 ist durch die anhand von Fig. 10 nachbeschriebene Ansteuerung der  
25 beiden Bremsen 40 und 41 ein Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 zwischen 0 und 100 % variierbar, wobei zur Reduzierung von Verlustleistungen jeweils eine der Bremsen 40 bzw. 41 vorzugsweise in geschlossenem Zustand und die jeweils andere  
30 Bremse 41 bzw. 40 zwischen einem vollständig geöffneten Zustand bis hin zu einem vollständig geschlossenen Zustand betrieben wird.

Fig. 10 zeigt drei stark schematisierte Verläufe, wovon ein erster Verlauf gb\_40 einen Verlauf einer Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse 40 zwischen einem unteren Grenzwert  $W(u)$  und einem oberen Grenzwert  $W(o)$  darstellt.

5 Ein weiterer Verlauf gb\_41 stellt den Verlauf der Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse 41 dar, der mit dem Verlauf gb\_40 der ersten Kupplung 40 korrespondiert. Ein dritter Verlauf vt stellt den Verlauf eines Verteilungsgrades des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7  
10 und 8 in Abhängigkeit der Verläufe gb\_40 und gb\_41 der Übertragungsfähigkeit der Bremsen 40 und 41 graphisch dar.

In einem Punkt I, in welchem die Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse 40 dem unteren Grenzwert  $W(u)$  entspricht,  
15 wird über die erste Bremse im Wesentlichen kein Drehmoment im Gehäuse 38 des Getriebes 1 abgestützt. Gleichzeitig ist die Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse 41 auf den oberen Grenzwert  $W(o)$  eingestellt, bei dem die zweite Bremse 41 geschlossen ist. In diesem Betriebszustand der beiden  
20 Bremsen 40 und 41 wird das gesamte Antriebsmoment einer Antriebsmaschine bzw. das Getriebeausgangsmoment eines Hauptgetriebes auf die mit dem ersten Planetensatz 2 verbundene Abtriebswelle 7 geführt.

25 Im Bereich zwischen dem Punkt I und einem zweiten Punkt II des Diagramms gemäß Fig. 10 wird die Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse 41 derart gesteuert und geregelt eingestellt, dass die zweite Bremse 41 geschlossen ist. Gleichzeitig wird die Übertragungsfähigkeit der ersten  
30 Bremse 40 von ihrem unteren Grenzwert  $W(u)$ , bei dem sie kein Drehmoment im Gehäuse 38 des Getriebes 1 abstützt, in Richtung des oberen Grenzwertes  $W(o)$  der Übertragungsfähigkeit verändert, bei welchem die erste Bremse 40 ebenfalls

geschlossen ist. Das bedeutet, dass die Übertragungsfähigkeit der ersten Kupplung 40 im Bereich zwischen dem Punkt I und dem Punkt II stetig angehoben wird. Dies hat zur Folge, dass sich der Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 ändert, da mit steigender Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse 40 ein zunehmender Teil des Antriebsmomentes auf die mit dem zweiten Planetensatz 3 verbundene Abtriebswelle 8 geführt wird.

Bei Vorliegen des Betriebszustandes des Getriebes 1, der dem Punkt II des Diagramms gemäß Fig. 10 entspricht und bei dem beide Bremsen 40 und 41 geschlossen sind, liegt ein definierter Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 vor.

In einem Bereich zwischen dem zweiten Punkt II und einem dritten Punkt III des Diagramms gemäß Fig. 10 wird die Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse 40 derart geregelt und gesteuert eingestellt, dass die erste Bremse 40 geschlossen ist. Gleichzeitig wird die Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse 41 ausgehend von dem oberen Grenzwert  $W(o)$  der Übertragungsfähigkeit, bei welchem die zweite Bremse geschlossen ist, stetig in Richtung des unteren Grenzwertes  $W(u)$  der Übertragungsfähigkeit reduziert, bei dem die zweite Bremse 41 im Wesentlichen kein Drehmoment im Gehäuse 38 des Getriebes 1 abstützt.

Wie Fig. 10 zu entnehmen ist, steigt der Verlauf  $v_t$  des Verteilungsgrades des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 mit zunehmender Reduzierung der Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse 41 bis hin zu seinem maximalen Wert im Punkt III an, bei dem das Antrieb-

moment vollständig auf die mit dem zweiten Planetensatz 3 verbundene Abtriebswelle 8 übertragen wird.

5 Durch den Einsatz der beiden steuer- und regelbaren Bremsen 40 und 41 besteht die Möglichkeit, das Antriebsmoment bedarfsgerecht, stufenlos und wirkungsgradoptimiert zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 zu verteilen. Bei der vorbeschriebenen erfindungsgemäßen Steuerung und  
10 Regelung der beiden Bremsen wird eine Verbesserung des Wirkungsgrades dadurch erreicht, dass eine der beiden Bremsen 40 bzw. 41 schlupffrei betrieben wird, während die andere Bremse 41 bzw. 40 mit einer mit der betriebssituationsabhängigen Antriebsleistungsverteilung im Antriebsstrang korrespondierenden Differenzdrehzahl betrieben wird. Mittels  
15 dieser Betriebsstrategie lassen sich die Reibungsverluste mit allen Vorteilen eines über reibschlüssige Schaltelemente gesteuerten Allradantriebes minimieren.

Zusätzlich besteht die Möglichkeit, die Klauenkupplung  
20 39 über die beiden Bremsen 40, 41 zu synchronisieren und den dritten Planetensatz 24 in den Kraftfluss des Getriebes 1 zuzuschalten, so dass ein bevorzugter Grundverteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Abtriebswellen 7 und 8 vorliegt, der bis auf die in den Verzahnungen  
25 des dritten Planetensatzes 24 auftretenden Reibungsverluste mit geringen Verlusten zur Verfügung steht.

In Fig. 11 bis Fig. 15 sind mehrere Ausführungsvarianten eines Antriebsstranges 42 eines Kraftfahrzeuges stark  
30 schematisiert dargestellt, wobei zur Längsverteilung bzw. zur Querverteilung des Antriebsmomentes im Antriebsstrang 42 eine der vorbeschriebenen Ausführungsformen der erfindungsgemäßen Getriebevorrichtung 1 mit verschiedenen weite-



ren, lediglich piktogrammartig dargestellten Einrichtungen zum Verteilen eines Antriebsmomentes in Fahrzeuginnenrichtung zwischen zwei antreibbaren Fahrzeugachsen bzw. in Fahrzeugquerrichtung zwischen zwei Antriebsrädern einer Fahrzeugachse kombiniert sind. Mit Hilfe der Einrichtung zum Verteilen eines Antriebsmomentes im Antriebsstrang soll insbesondere in kritischen Fahrsituationen eine geeignete Verteilung des Antriebsmomentes ermöglicht werden, um an den antreibbaren Fahrzeugachsen bzw. an den Antriebsrädern eines Fahrzeugs einen Vortrieb aufrecht zu erhalten bzw. gegebenenfalls fahrstabilisierend eingreifen zu können.

Die in Fig. 11 bis Fig. 15 dargestellten Antriebsstränge 42 zeigen jeweils zwei antreibbare Fahrzeugachsen 43, 44, wobei die Fahrzeugachse 43 vorliegend eine Vorderachse und die Fahrzeugachse 44 eine Hinterachse eines Fahrzeugs darstellt.

Bezug nehmend auf Fig. 11 ist im Antriebsstrang 42 zur Längsverteilung eines Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen 43 und 44 eine stufenlos regelbare Kupplung 45, zur Querverteilung an der Vorderachse 43 ein an sich bekanntes offenes Differential 46 und zur Querverteilung an der Hinterachse 44 ein erfindungsgemäß ausgeführtes Getriebe 1 bzw. ein Überlagerungsgetriebe angeordnet.

Der Antriebsstrang 42 gemäß Fig. 12 unterscheidet sich von dem Ausführungsbeispiel des Antriebsstranges 42 gemäß Fig. 11 darin, dass zur Längsverteilung des Antriebsmomentes zwischen der Vorderachse 43 und der Hinterachse 44 eine Einrichtung 46 angeordnet ist, die bei Vorliegen einer Differenzdrehzahl zwischen der Vorderachse 43 und der Hinterachse 44 über ein Pumpensystem 46A einen hydraulischen

Druck aufbaut, mit dem miteinander in Reibeingriff bringbare Reibelemente einer Lamellenkupplung 46B derart beaufschlagbar sind, dass auf die beiden Fahrzeugachsen 43 und 44 jeweils ein die Differenzdrehzahl reduzierendes Drehmoment aufbringbar ist, wobei der Druckaufbau bei Drehzahlgleichheit nahezu Null ist.

Bei dem in Fig. 13 dargestellten Antriebsstrang 42 wird die Längsverteilung des Antriebsmomentes zwischen der Vorderachse 43 und der Hinterachse 44 mit einem erfindungsgemäß ausgeführten Getriebe 1 und die Querverteilung des der Vorderachse 43 zugeführten Anteils des Antriebsmomentes über ein offenes Differential 47 durchgeführt. Die Querverteilung des der Hinterachse 44 zugeführten Anteils des Antriebsmomentes wird über eine an sich bekannte geregelte Differentialsperre 49 vorgenommen.

Bezug nehmend auf Fig. 14 ist ein Antriebsstrang 42 gezeigt, bei dem zur Fahrstabilisierung bzw. zur freien Momentenverteilung zwischen der Vorderachse und der Hinterachse im Längsantriebsstrang ein erfindungsgemäß ausgeführtes Überlagerungsgetriebe 1 integriert ist, dass mit einem an den einzelnen Rädern durchführbaren Bremseingriff kombiniert ist, wobei der Bremseingriff in Fig. 14 symbolisch durch die mit dem Bezugszeichen 48 näher gekennzeichneten Pfeile graphisch dargestellt ist. Zur Querverteilung sind in den Leistungssträngen der Fahrzeugachsen 43 und 44 jeweils offene Differentiale vorgesehen.

Bei dem in Fig. 15 dargestellten Antriebsstrang ist sowohl im Längsantriebsstrang als auch im Leistungsstrang der Hinterachse 44 ein erfindungsgemäß ausgeführtes Überlagerungsgetriebe angeordnet, womit vorteilhafterweise die

Möglichkeit besteht, einen Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den beiden Fahrzeugachsen 43 und 44 bedarfsgerecht und betriebszustandsbezogen stufenlos zu verändern sowie den der Hinterachse 44 zugeführten Anteil des Antriebsmomentes bedarfsgerecht und betriebszustandsabhängig zwischen den beiden Antriebsrädern der Hinterachse 44 zu verteilen. Die Querverteilung des der Vorderachse 43 zugeführten Anteils des Antriebsmomentes erfolgt über ein offenes Differential.

Selbstverständlich liegt es im Ermessen des Fachmannes, den Antriebsstrang eines Fahrzeuges im Längsantriebsstrang sowie in den Leistungssträngen der beiden Fahrzeugachsen in Fahrzeugquerrichtung mit einer erfindungsgemäß ausgeführten Getriebevorrichtung auszubilden. Dann besteht vorteilhafterweise die Möglichkeit, das Antriebsmoment zwischen allen Antriebsrädern des Antriebsstranges der jeweilig vorliegenden Fahrsituation angepasst zu verschieben.

Bezugszeichen

	1	Getriebevorrichtung, Getriebe
5	2	erster Planetensatz
	3	zweiter Planetensatz
	4	erste Welle des ersten Planetensatzes, Hohlrad
	5	erste Welle des zweiten Planetensatzes, Hohlrad
	6	Antriebswelle
10	7	zweite Welle des ersten Planetensatzes, Abtriebs- welle
	8	zweite Welle des zweiten Planetensatzes, Abtriebs- welle
	9	dritte Welle des ersten Planetensatzes
15	10	dritte Welle des zweiten Planetensatzes
	11	Wirkverbindung
	12	erstes Stirnrad
	13	zweites Stirnrad
	14	Planet des ersten Planetensatzes
20	15	Planet des zweiten Planetensatzes
	16	Steg des ersten Planetensatzes
	17	Steg des zweiten Planetensatzes
	18	drittes Stirnrad
	19	viertes Stirnrad
25	20	fünftes Stirnrad
	21	sechstes Stirnrad
	22	Momentenquelle
	23	Sperre
	24	dritter Planetensatz
30	25	erste Welle, Hohlrad des dritten Planetensatzes
	26	dritte Welle, Sonnenrad des dritten Planetensatzes
	27A, B	Planeten des dritten Planetensatzes
	28	zweite Welle, Steg des dritten Planetensatzes

	29	Kegelrad
	30	Kegelrad der Antriebswelle
	31 - 35	Stirnrad
	36	stufenlose Übersetzungseinrichtung
5	37	Bremse
	38	Gehäuse des Getriebes
	39	Klauenkupplung
	40	erste Bremse
	41	zweite Bremse
10	42	Antriebsstrang
	43	Fahrzeugachse, Vorderachse
	44	Fahrzeugachse, Hinterachse
	45	geregelte Kupplung
	46	Einrichtung
15	46A	Pumpensystem
	46B	Lamellenkupplung
	47	offenes Differential
	48	Pfeil
	49	geregelte Differentialsperre
20	vt	Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwischen den Abtriebswellen
	gb_40	Verlauf der Übertragungsfähigkeit der ersten Bremse
	gb_41	Verlauf der Übertragungsfähigkeit der zweiten Bremse
25	W(u)	unterer Grenzwert der Übertragungsfähigkeit der Bremsen
	W(o)	oberer Grenzwert der Übertragungsfähigkeit der Bremsen

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Getriebevorrichtung (1) zum Verteilen eines An-  
5 triebsmomentes auf wenigstens zwei Abtriebswellen (7, 8)  
mit mindestens zwei wenigstens dreiwelligen Planetensätzen  
(2, 3), wobei jeweils eine Welle (4 bzw. 5) eines Planeten-  
satzes (2 bzw. 3) mit einer Antriebswelle (6) verbunden ist  
und jeweils eine Welle eines Planetensatzes (2 oder 3) je-  
10 weils eine der Abtriebswellen (7 oder 8) darstellt, wobei  
jeweils wenigstens eine weitere Welle (9 bzw. 10) eines  
Planetensatzes (2 bzw. 3) mit einer Welle (10 bzw. 9) eines  
weiteren Planetensatzes (3 bzw. 2) über eine steuer- und  
regelbare Wirkverbindung (11) verbunden ist und ein be-  
15 triebszustandsabhängiges Moment einer Welle (9 oder 10) in  
Abhängigkeit eines Betriebszustandes der jeweils anderen  
damit wirkverbundenen Welle (10 oder 9) über die Wirkver-  
bindung (11) derart abstützbar ist, dass bei Auftreten ei-  
nes Drehzahlunterschiedes zwischen den Abtriebswellen (7,  
20 8) über die Wirkverbindung (11) wenigstens zeitweise ein  
den Drehzahlunterschied veränderndes Moment an den Plane-  
tensätzen (2, 3) anliegt, und wobei die erste Welle (5) des  
zweiten Planetensatzes direkt mit der Antriebswelle (6)  
verbunden ist und zwischen der ersten Welle (4) des ersten  
25 Planetensatzes und der Antriebswelle (6) ein gehäuseseitig  
gelagertes Zahnrad (13) vorgesehen ist.

2. Getriebevorrichtung nach Anspruch 1, dadurch  
g e k e n n z e i c h n e t , dass die Wirkverbindung  
30 (11) zwischen der dritten Welle (9) des ersten Planetensat-  
zes (2) und der dritten Welle (10) des zweiten Planetensat-  
zes (3) mit wenigstens einer Einrichtung (22) zum Aufbrin-  
gen eines Momentes auf wenigstens eine der beiden miteinan-

der wirkverbundenen dritten Wellen (9, 10) des ersten oder des zweiten Planetensatzes (2, 3) ausgebildet ist, so dass auf die wirkverbundenen Wellen (9, 10) jeweils ein Moment aufbringbar ist.

5

3. Getriebevorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Einrichtung (22) zum Aufbringen eines Momentes wenigstens ein Antriebsaggregat aufweist.

10

4. Getriebevorrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Antriebsaggregat als ein Elektromotor oder als ein hydraulischer Motor ausgeführt ist.

15

5. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Einrichtung (22) zum Aufbringen eines Momentes wenigstens eine Bremse (37; 40, 41) aufweist.

20

6. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Wirkverbindung (11) zwischen der dritten Welle (9) des ersten Planetensatzes (2) und der dritten Welle (10) des zweiten Planetensatzes (3) zwei zueinander parallele Leistungspfade aufweist, wobei ein Leistungspfad als eine über reibschlüssige Schaltelemente (40, 41) herstellbare Verbindung ausgebildet ist, über die die beiden dritten Wellen (9 und 10) des ersten und des zweiten Planetensatzes (2 und 3) miteinander verbindbar sind und ein zweiter Leistungspfad mit einem zuschaltbaren dritten Planetensatz (24) ausgeführt ist.

25

30

7. Getriebevorrichtung (1) zum Verteilen eines Antriebsmomentes auf wenigstens zwei Abtriebswellen (7, 8) mit mindestens zwei wenigstens dreiwelligen Planetensätzen (2, 3), wobei jeweils eine Welle (4 bzw. 5) eines Planetensatzes (2 bzw. 3) mit einer Antriebswelle (6) verbunden ist und jeweils eine Welle eines Planetensatzes (2 oder 3) jeweils eine der Abtriebswellen (7 oder 8) darstellt, wobei jeweils wenigstens eine weitere Welle (9 bzw. 10) eines Planetensatzes (2 bzw. 3) mit einer Welle (10 bzw. 9) eines weiteren Planetensatzes (3 bzw. 2) über eine steuer- und regelbare Wirkverbindung (11) verbunden ist und ein betriebszustandsabhängiges Moment einer Welle (9 oder 10) in Abhängigkeit eines Betriebszustandes der jeweils anderen damit wirkverbundenen Welle (10 oder 9) über die Wirkverbindung (11) derart abstützbar ist, dass bei Auftreten eines Drehzahlunterschiedes zwischen den Abtriebswellen (7, 8) über die Wirkverbindung (11) wenigstens zeitweise ein den Drehzahlunterschied veränderndes Moment an den Planetensätzen (2, 3) anliegt, wobei die Wirkverbindung (11) zwischen den beiden dritten Wellen (9, 10) der Planetensätze (2, 3) mit einem dritten Planetensatz (24) ausgebildet ist, und wobei eine der Wellen (28) des dritten Planetensatzes (24) gehäusefest ausgeführt ist.

8. Getriebevorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Wirkverbindung (11) zwischen den beiden dritten Wellen (9, 10) des ersten Planetensatzes (2) und des zweiten Planetensatzes (3) mit einer stufenlosen Übersetzungseinrichtung (36) ausgeführt ist.

9. Getriebevorrichtung nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Wirkverbindung



(11) zwischen der dritten Welle (9) des ersten Planetensatzes (2) und der dritten Welle (10) des zweiten Planetensatzes (3) mit wenigstens einer Einrichtung (22) zum Aufbringen eines Momentes auf wenigstens eine der beiden miteinander wirkverbundenen Wellen (9, 10) der Planetensätze (2, 3) ausgebildet ist.

10. Getriebevorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Einrichtung (22) zum Aufbringen eines Momentes mit einer der Wellen (25; 28) des dritten Planetensatzes (24) in Wirkverbindung bringbar ist.

11. Getriebevorrichtung nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Einrichtung (22) zum Aufbringen eines Momentes wenigstens ein Antriebsaggregat aufweist.

12. Getriebevorrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Antriebsaggregat als ein Elektromotor oder als ein hydraulischer Motor ausgeführt ist.

13. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Einrichtung (22) zum Aufbringen eines Momentes wenigstens eine Bremse (37; 40, 41) aufweist.

14. Getriebevorrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass jeweils eine dritte Welle (9, 10) des ersten und des zweiten Planetensatzes (2, 3) derart mit einer Bremse (40, 41) in Wirkverbindung steht, dass ein Verteilungsgrad des Antriebsmomentes zwi-

schen den beiden Abtriebswellen (7, 8) in Abhängigkeit der Übertragungsfähigkeiten der Bremsen (40, 41) variiert.

15. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 7 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Welle (9) des ersten Planetensatzes (2) mit einer ersten Welle (25) des dritten Planetensatzes (24) verbunden ist.

16. Getriebevorrichtung nach einem der Ansprüche 7 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Welle (10) des zweiten Planetensatzes (3) mit einer dritten Welle (26) des dritten Planetensatzes (24) verbunden ist.

17. Getriebevorrichtung nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Wirkverbindung (11) über eine zwischen der dritten Welle (9) des ersten Planetensatzes (2) und der ersten Welle (25) des dritten Planetensatzes (24) und/oder der dritten Welle (10) des zweiten Planetensatzes (3) und der dritten Welle (26) des dritten Planetensatzes (24) angeordnete Kupplung (39) zuschaltbar ist.

18. Getriebevorrichtung (1) zum Verteilen eines Antriebsmomentes auf wenigstens zwei Abtriebswellen (7, 8) mit mindestens zwei wenigstens dreiwelligen Planetensätzen (2, 3), wobei jeweils eine Welle (4 bzw. 5) eines Planetensatzes (2 bzw. 3) mit einer Antriebswelle (6) verbunden ist und jeweils eine Welle eines Planetensatzes (2 oder 3) jeweils eine der Abtriebswellen (7 oder 8) darstellt, wobei jeweils wenigstens eine weitere Welle (9 bzw. 10) eines Planetensatzes (2 bzw. 3) mit einer Welle (10 bzw. 9) eines

weiteren Planetensatzes (3 bzw. 2) über eine steuer- und regelbare Wirkverbindung verbunden ist und ein betriebszustandsabhängiges Moment einer Welle (9 oder 10) in Abhängigkeit eines Betriebszustandes der jeweils anderen damit wirkverbundenen Welle (10 oder 9) über die Wirkverbindung (11) derart abstützbar ist, dass bei Auftreten eines Drehzahlunterschiedes zwischen den Abtriebswellen (7, 8) über die Wirkverbindung (11) wenigstens zeitweise ein den Drehzahlunterschied veränderndes Moment an den Planetensätzen (2, 3) anliegt, und wobei die Wirkverbindung zwischen den beiden dritten Wellen (9, 10) des ersten Planetensatzes (2) und des zweiten Planetensatzes (3) mit einer stufenlosen Übersetzungseinrichtung (36) ausgeführt ist.

19. Getriebevorrichtung nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass die Wirkverbindung (11) zwischen den miteinander wirkverbundenen Wellen (9, 10) des ersten Planetensatzes (2) und des zweiten Planetensatzes (3) mit einem dritten Planetensatz (24) ausgeführt ist.

20. Getriebevorrichtung nach Anspruch 18 oder 19, dadurch gekennzeichnet, dass die mit der Antriebswelle (6) in Verbindung stehenden Wellen (4, 5) des ersten Planetensatzes (2) und des zweiten Planetensatzes (3) über ein gehäuseseitig gelagertes Zahnrad (13) miteinander verbunden sind.

21. Antriebsstrang (42) eines Fahrzeugs mit einer Antriebsquelle, mit wenigstens zwei antreibbaren Fahrzeugachsen (43, 44) und wenigstens einer Getriebevorrichtung (1) gemäß einem der vorstehend genannten Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Getriebevorrich-

tung (1) in einem Leistungspfad zwischen der Antriebsquelle und den Fahrzeugachsen (43, 44) zum bedarfsgerechten und betriebszustandsabhängigen Verteilen des Antriebsmomentes der Antriebsmaschine zwischen den Fahrzeugachsen (43, 44) und/oder in einem Leistungspfad einer Fahrzeugachse (43 oder 44) zum bedarfsgerechten und betriebszustandsabhängigen Verteilen des der Fahrzeugachse (43 oder 44) zugeführten Anteils des Antriebsmomentes in Fahrzeugquerrichtung zwischen zwei Antriebsrädern der Fahrzeugachse (43 oder 44) angeordnet ist.

22. Antriebsstrang nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Leistungspfad zwischen der Antriebsquelle und den Fahrzeugachsen (43, 44) zum bedarfsgerechten und betriebszustandsabhängigen Verteilen des Antriebsmomentes der Antriebsquelle zwischen den Fahrzeugachsen (43, 44) eine regelbare Kupplung (45) vorgesehen ist.

23. Antriebsstrang nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Leistungspfad zwischen der Antriebsquelle und den Fahrzeugachsen (43, 44) zum bedarfsgerechten und betriebszustandsabhängigen Verteilen des Antriebsmomentes der Antriebsmaschine zwischen den Fahrzeugachsen (43, 44) eine Einrichtung (46) vorgesehen ist, die bei Vorliegen einer Drehzahldifferenz zwischen den Fahrzeugachsen über ein Pumpensystem (46A) einen hydraulischen Druck aufbaut, mit dem miteinander in Reibeingriff bringbare Reibelemente einer Lamellenkupplung (46B) derart beaufschlagbar sind, dass auf die beiden Fahrzeugachsen (43, 44) jeweils ein die Differenzdrehzahl reduzierendes Drehmoment aufbringbar ist.

24. Antriebsstrang nach einen der Ansprüche 21 bis 23, dadurch gekennzeichnet, dass zum bedarfsgerechten und betriebszustandabhängigen Verteilen des einer Fahrzeugachse (43 oder 44) zugeführten Anteils des Antriebsmomentes in Fahrzeugquerrichtung zwischen zwei Antriebsrädern der Fahrzeugachse (43 oder 44) in dem Leistungspfad einer Fahrzeugachse (43 oder 44) eine geregelte Differenzialsperre (49) angeordnet ist.

25. Antriebsstrang nach einen der Ansprüche 21 bis 23, dadurch gekennzeichnet, dass zum Verteilen des einer Fahrzeugachse (43 oder 44) zugeführten Anteils des Antriebsmomentes in Fahrzeugquerrichtung zwischen zwei Antriebsrädern der Fahrzeugachse (43 oder 44) in dem Leistungspfad einer Fahrzeugachse (43 oder 44) ein offenes Differenzial (47) angeordnet ist.

1 / 12

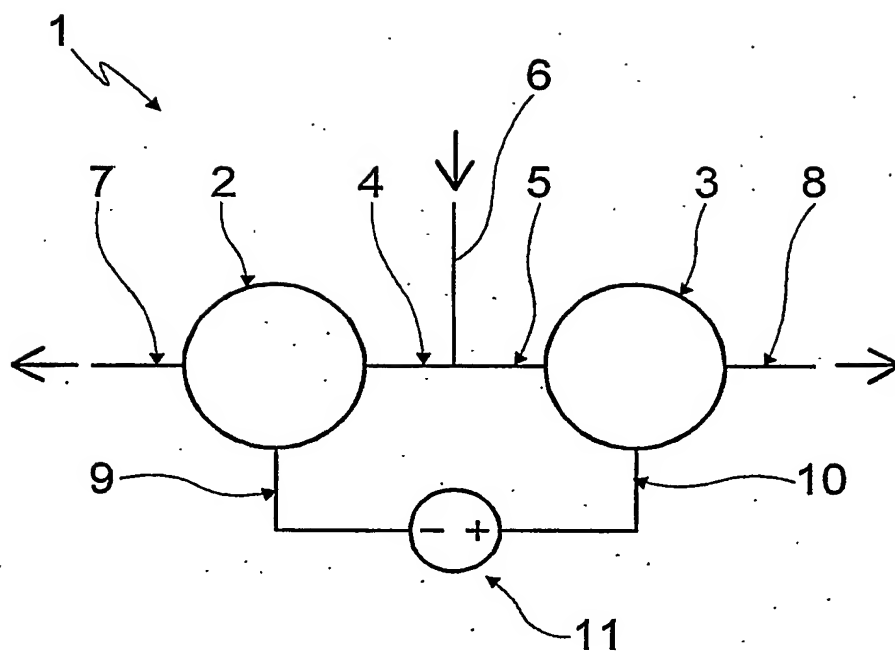


Fig. 1

2 / 12

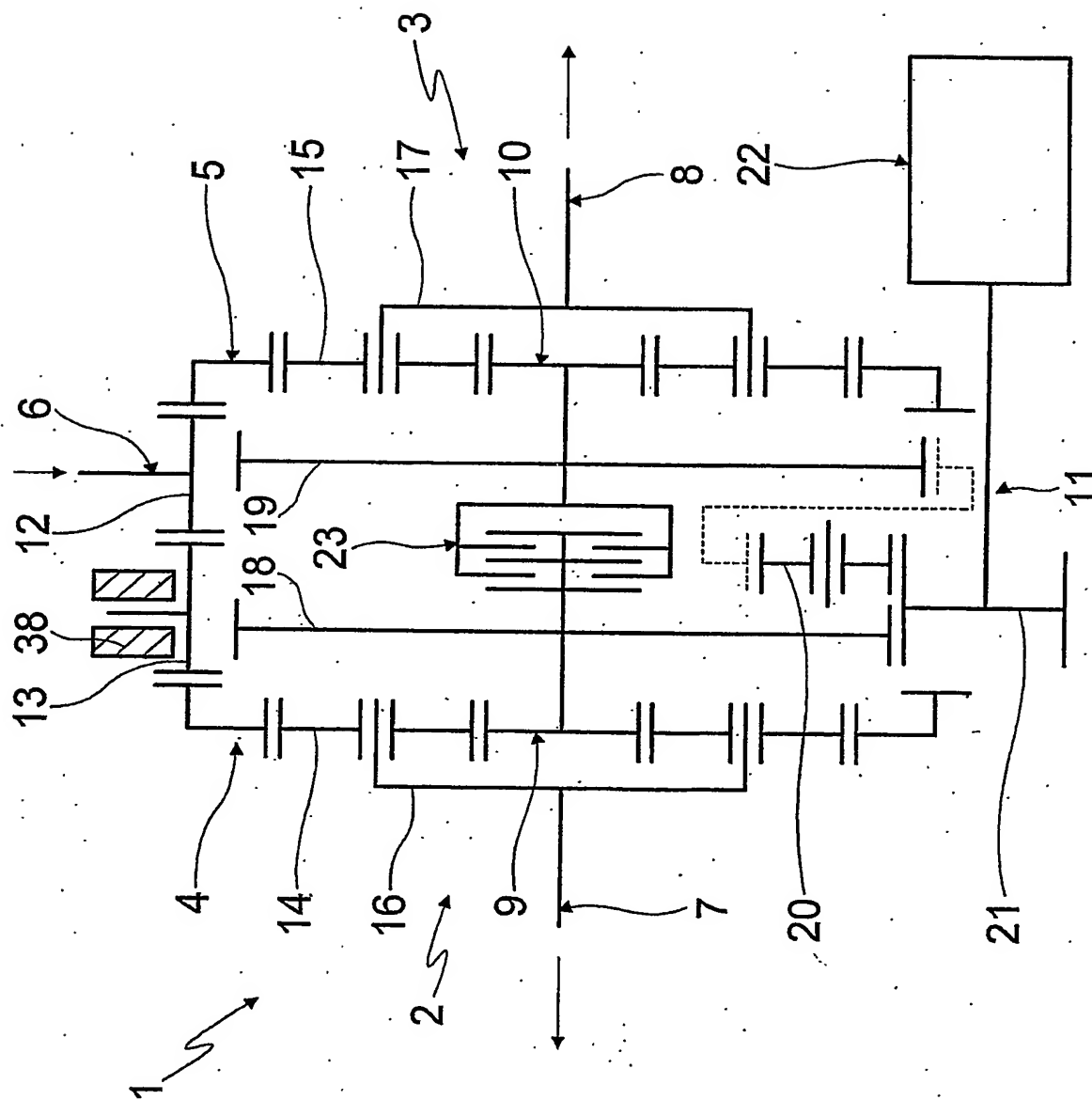


Fig. 2

3 / 12

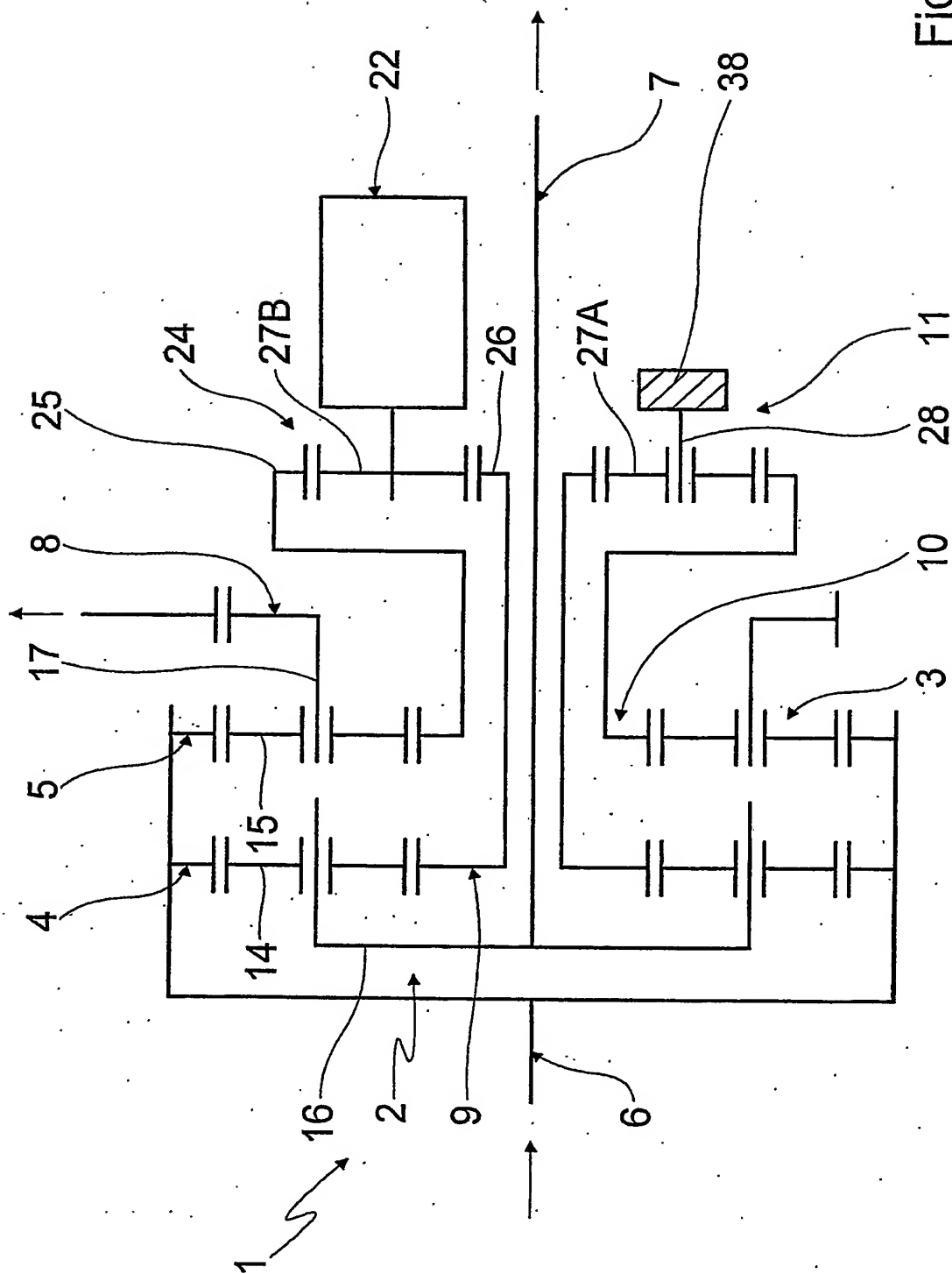


Fig. 3



4 / 12

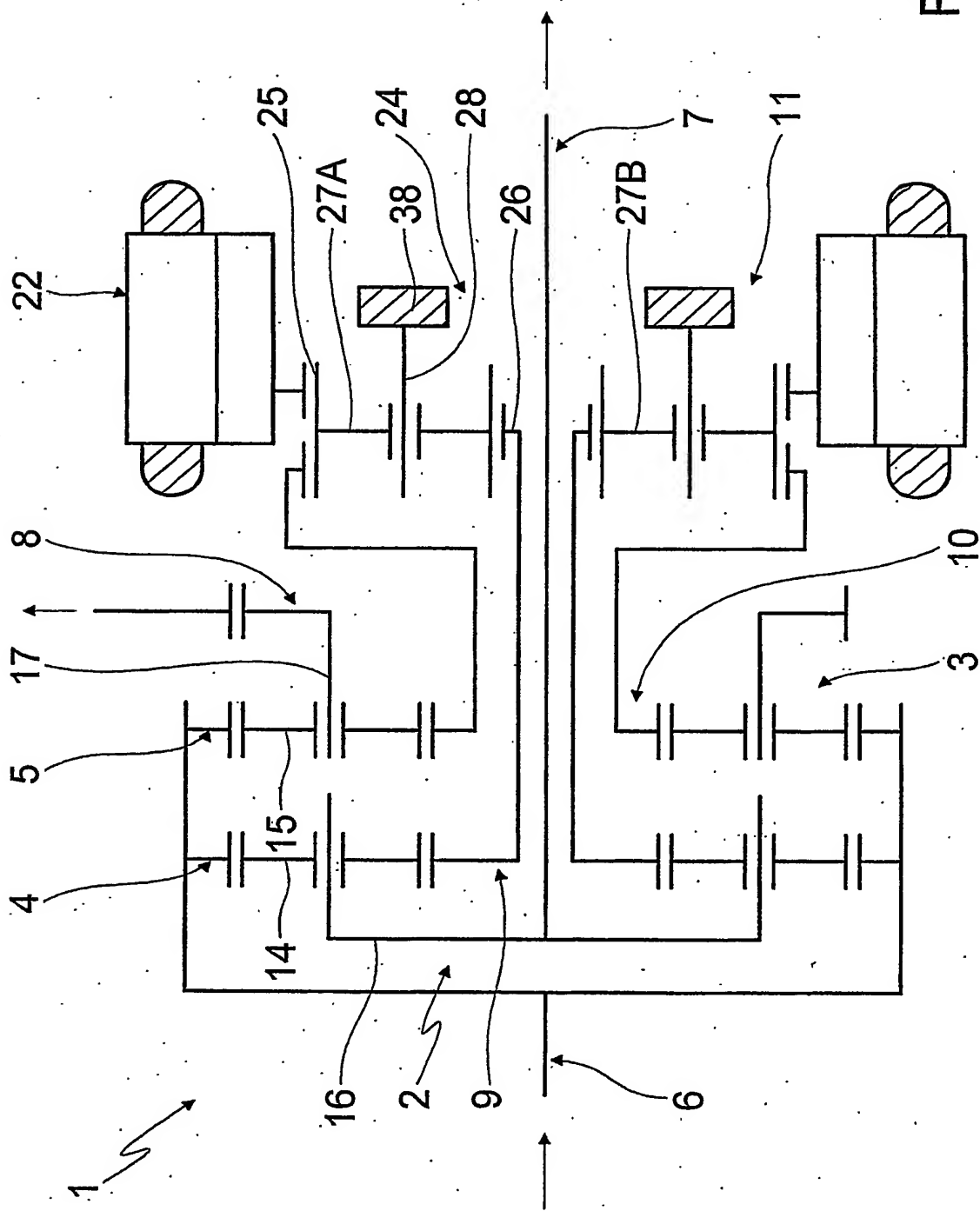


Fig. 4

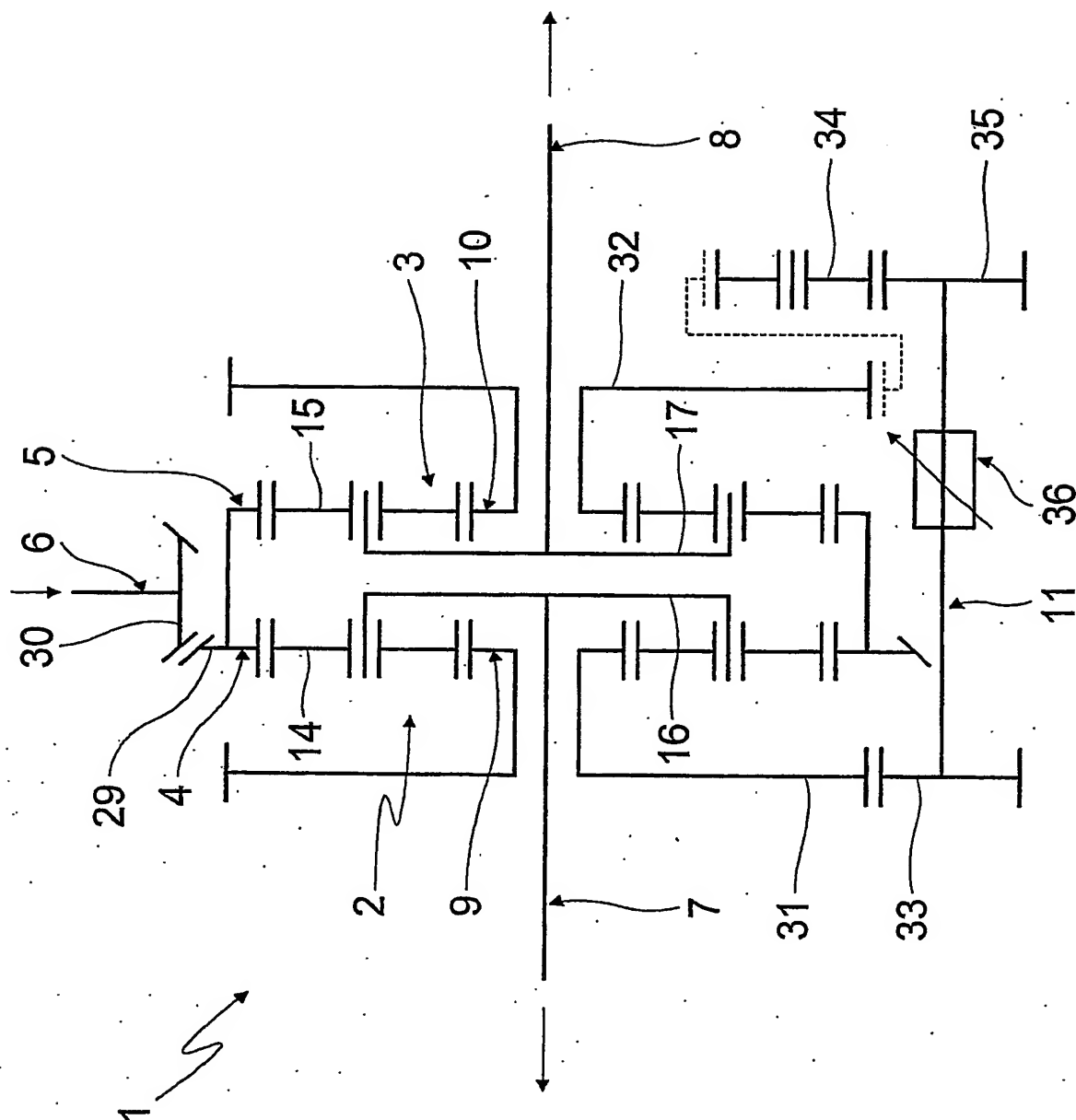


Fig. 5

6 / 12

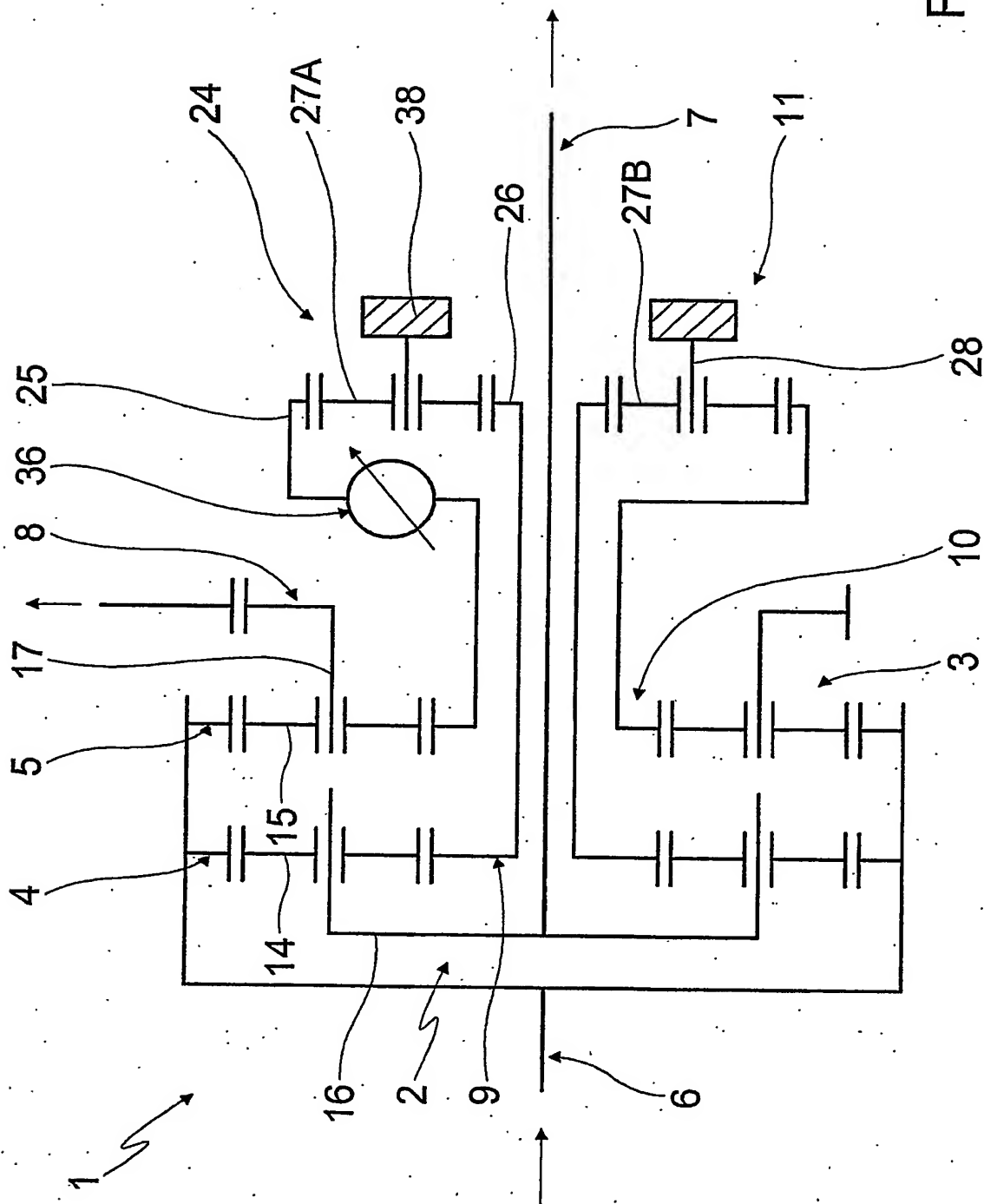


Fig. 6

7 / 12

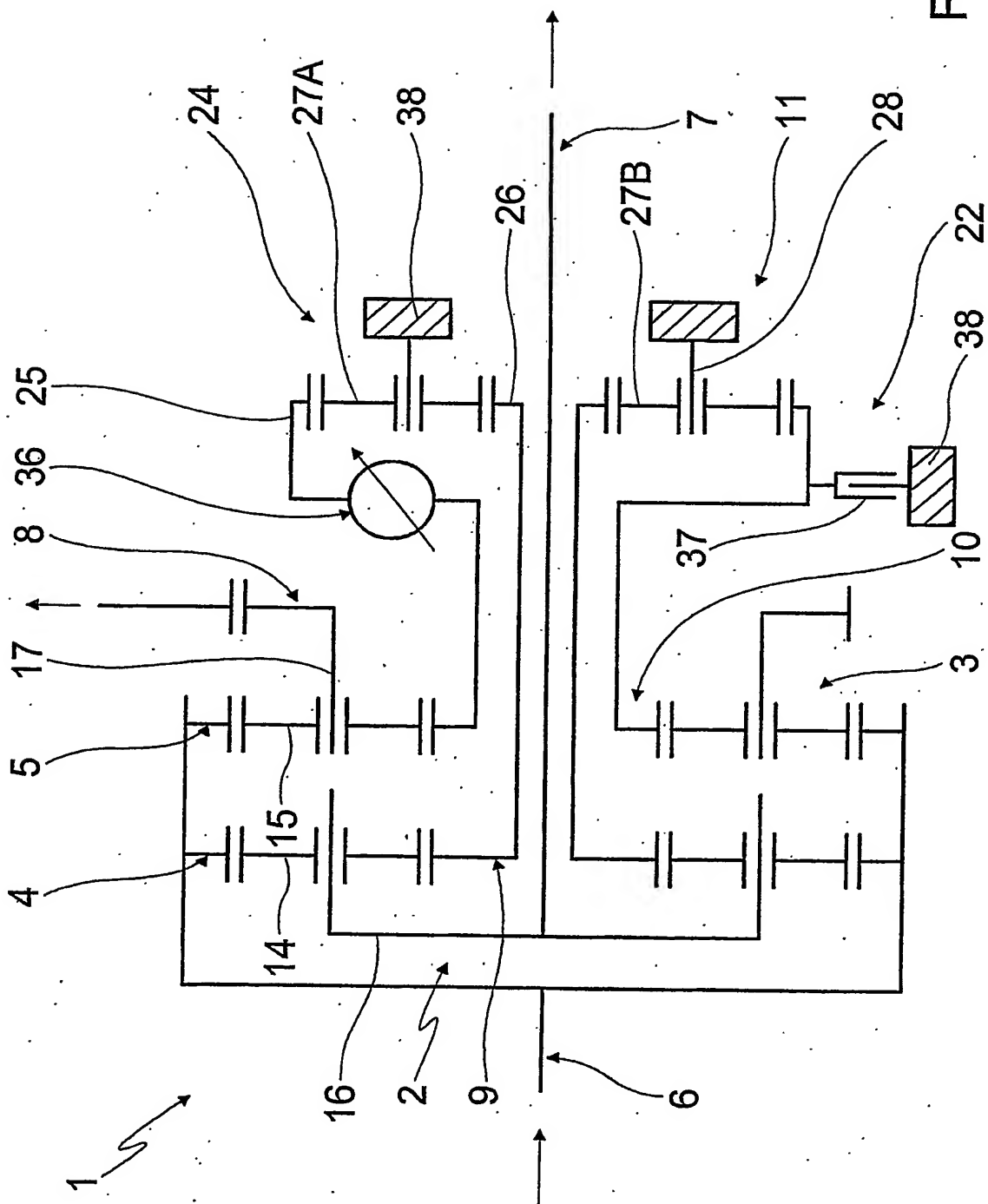


Fig. 7

8 / 12

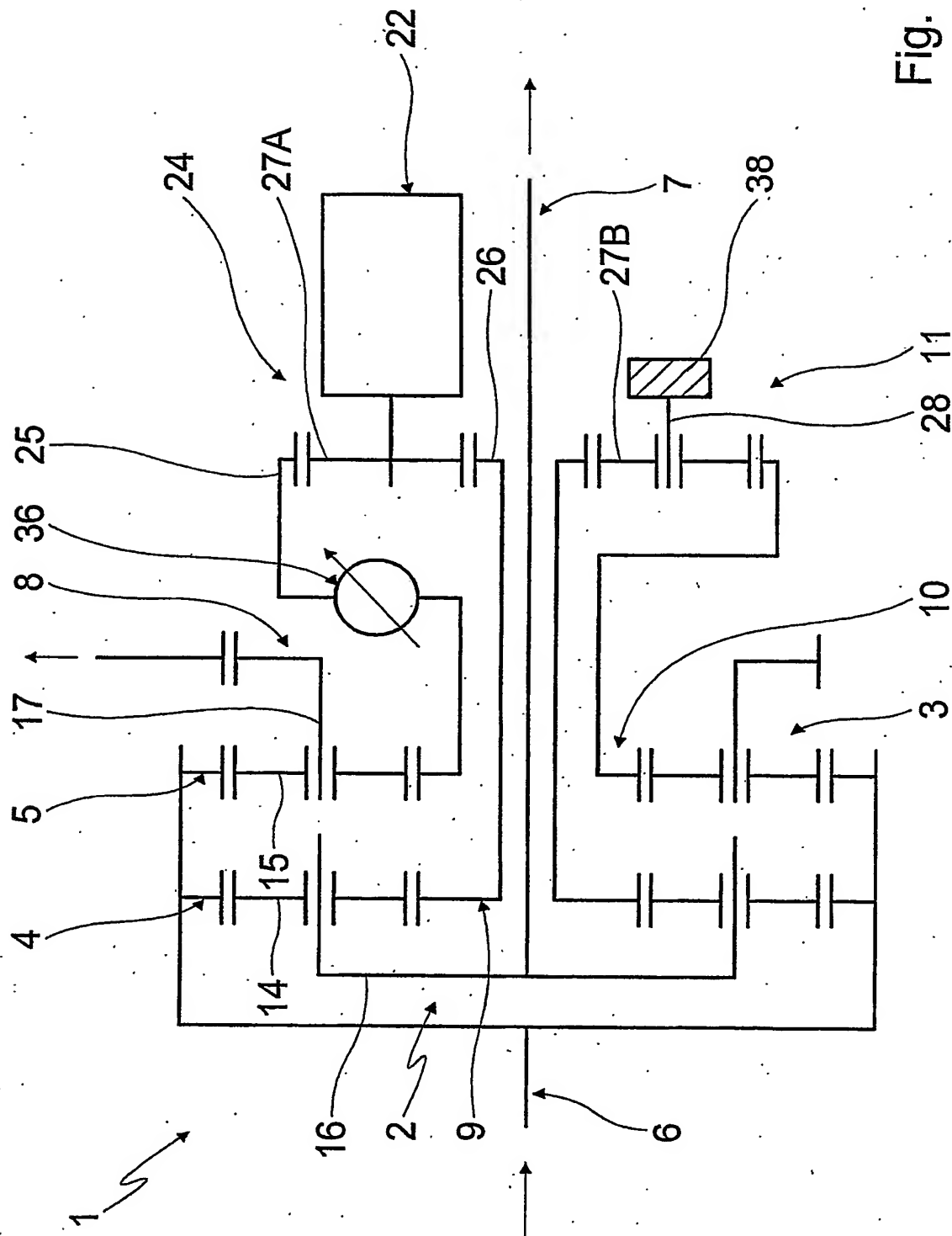


Fig. 8

9 / 12

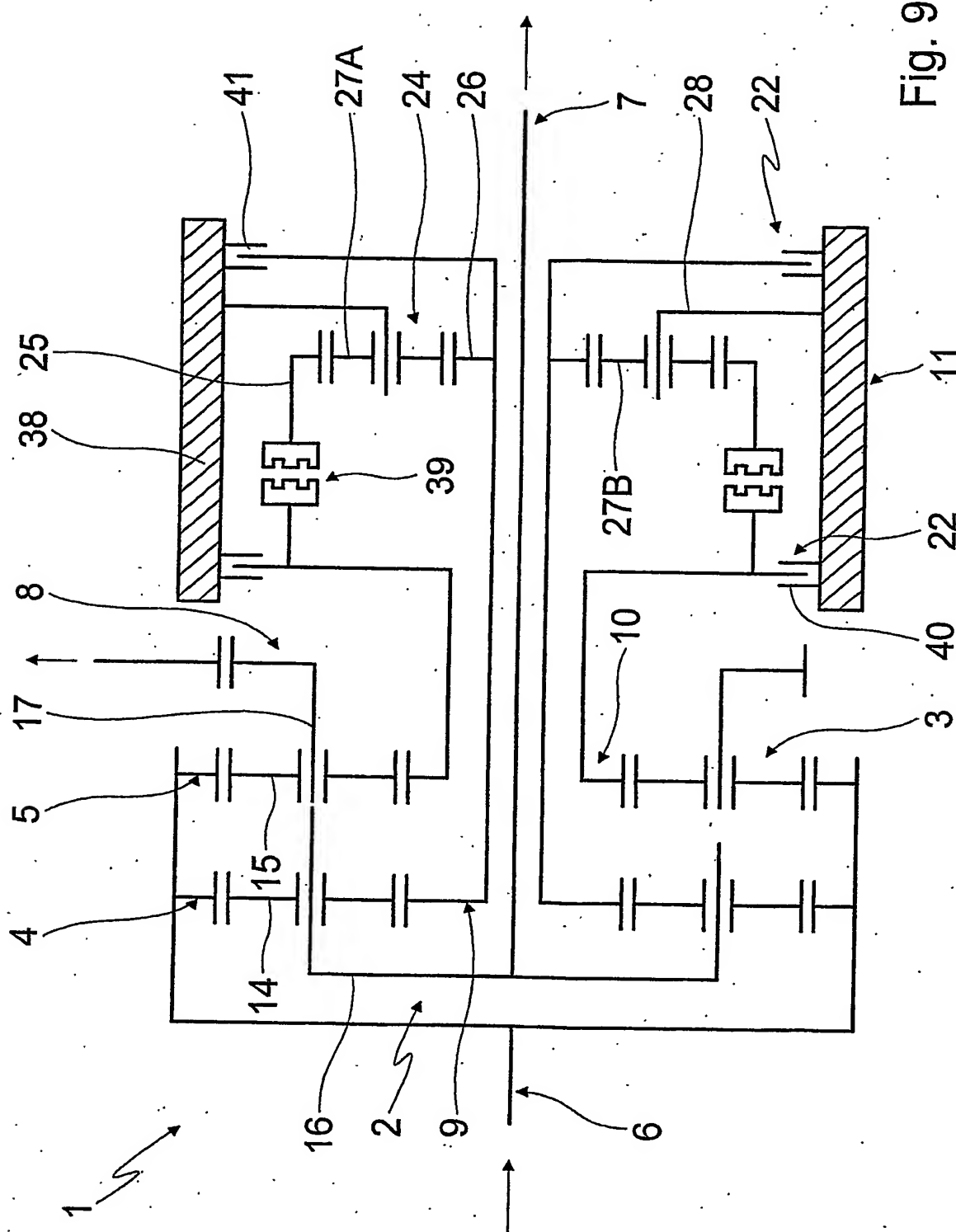


Fig. 9

10 / 12

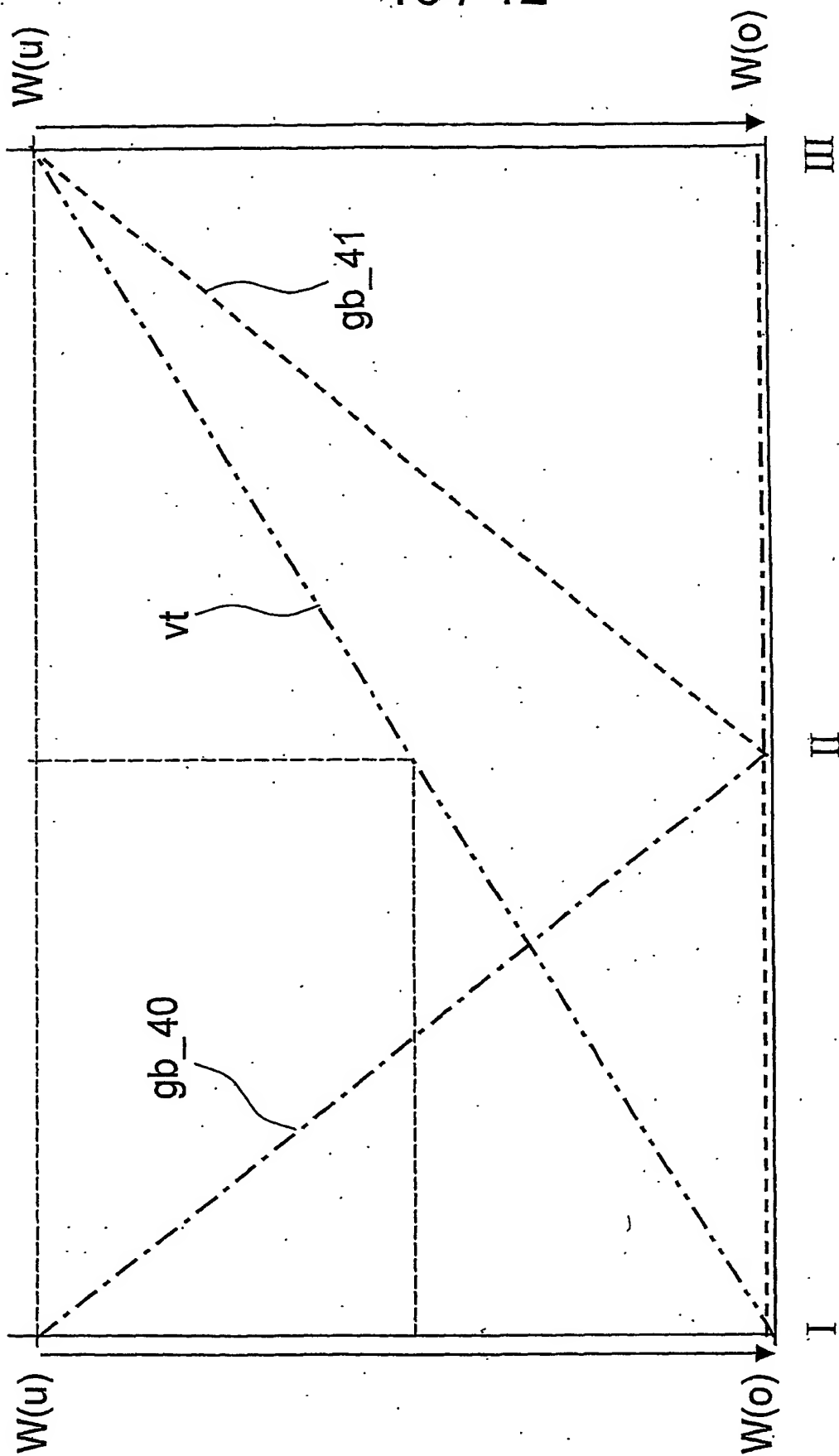


Fig. 10

11 / 12

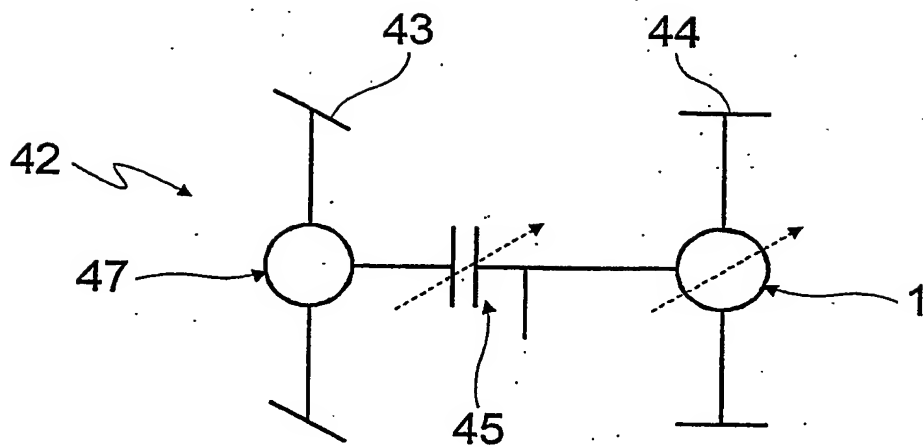


Fig. 11

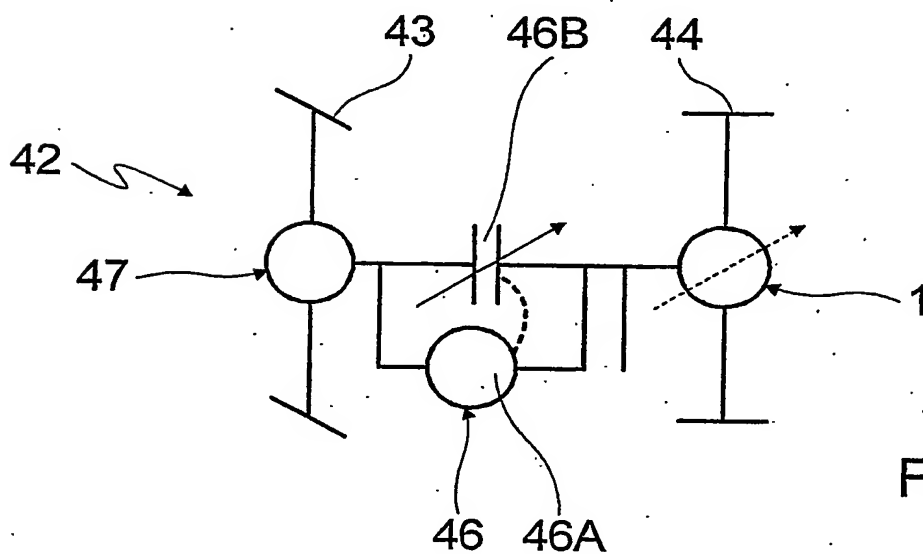


Fig. 12

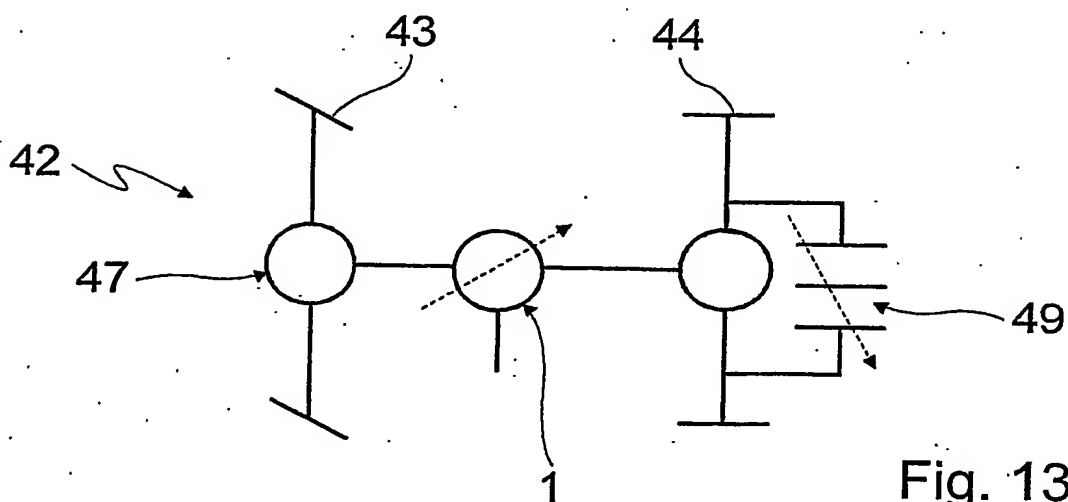
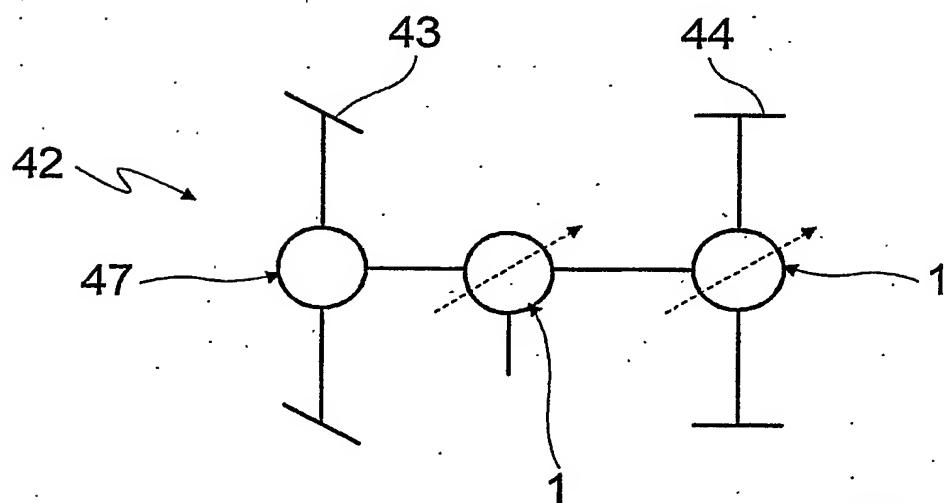
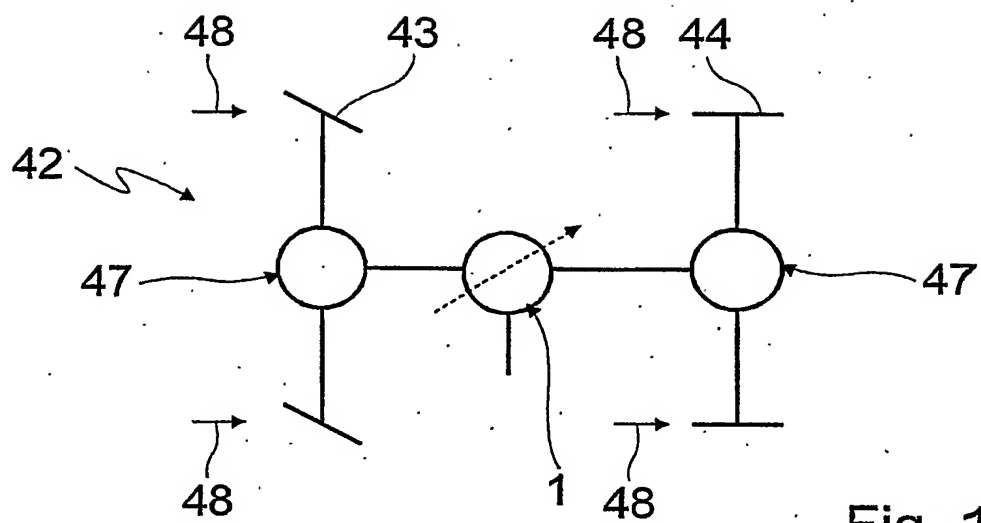


Fig. 13



12 / 12



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP2004/011528

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 7 F16H48/30

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
IPC 7 B60K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the International search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, PAJ, WPI Data

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 0 533 921 A (KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SEISAKUSHO) 31 March 1993 (1993-03-31) figures	1, 18, 20
X	US 4 471 669 A (SEABERG ET AL) 18 September 1984 (1984-09-18) figures	7, 9-17
X	US 4 641 548 A (GREENWOOD ET AL) 10 February 1987 (1987-02-10) figures	18, 19
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1995, no. 01, 28 February 1995 (1995-02-28) & JP 06 297977 A (HONDA MOTOR CO LTD), 25 October 1994 (1994-10-25) abstract; figure 3	7, 9-13, 16
-/--		

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

## \* Special categories of cited documents:

- \*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- \*E\* earlier document but published on or after the international filing date
- \*L\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- \*O\* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- \*P\* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- \*T\* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- \*X\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- \*Y\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- \* & \* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

17 February 2005

Date of mailing of the international search report

25/02/2005

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Goeman, F

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 012, no. 183 (M-703), 28 May 1988 (1988-05-28) & JP 62 295729 A (TOYOTA MOTOR CORP), 23 December 1987 (1987-12-23) abstract -----	18
X	US 6 206 798 B1 (JOHNSON MICHAEL E) 27 March 2001 (2001-03-27) figures -----	7,9-13, 16,18
P,X	WO 2004/005754 A (FOLSOM TECHNOLOGIES, INC; FOLSOM, LAWRENCE, R; TUCKER, CLIVE) 15 January 2004 (2004-01-15) figures -----	18

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP2004/011528

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 0533921	A	31-03-1993	JP 2261952 A	24-10-1990
			EP 0533921 A1	31-03-1993
			WO 9012225 A1	18-10-1990
			US 5139465 A	18-08-1992
US 4471669	A	18-09-1984	NONE	
US 4641548	A	10-02-1987	BR 8404274 A	23-07-1985
			DE 3474796 D1	01-12-1988
			EP 0141118 A1	15-05-1985
			ES 8604819 A1	01-08-1986
			WO 8501026 A1	14-03-1985
JP 06297977	A	25-10-1994	NONE	
JP 62295729	A	23-12-1987	JP 1786809 C	10-09-1993
			JP 4072730 B	19-11-1992
			DE 3780869 D1	10-09-1992
			DE 3780869 T2	10-12-1992
			EP 0247820 A2	02-12-1987
			US 4819512 A	11-04-1989
US 6206798	B1	27-03-2001	NONE	
WO 2004005754	A	15-01-2004	WO 2004005754 A2	15-01-2004

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
IPK 7 F16H48/30

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 B60K

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der Internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, PAJ, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 0 533 921 A (KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SEISAKUSHO) 31. März 1993 (1993-03-31) Abbildungen	1, 18, 20
X	US 4 471 669 A (SEABERG ET AL) 18. September 1984 (1984-09-18) Abbildungen	7, 9-17
X	US 4 641 548 A (GREENWOOD ET AL) 10. Februar 1987 (1987-02-10) Abbildungen	18, 19
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN Bd. 1995, Nr. 01, 28. Februar 1995 (1995-02-28) & JP 06 297977 A (HONDA MOTOR CO LTD), 25. Oktober 1994 (1994-10-25) Zusammenfassung; Abbildung 3	7, 9-13, 16
	-/--	



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

\*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

\*E\* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

\*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

\*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

\*P\* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

\*G\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

17. Februar 2005

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

25/02/2005

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Goeman, F

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie°	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN Bd. 012, Nr. 183 (M-703), 28. Mai 1988 (1988-05-28) & JP 62 295729 A (TOYOTA MOTOR CORP), 23. Dezember 1987 (1987-12-23) Zusammenfassung -----	18
X	US 6 206 798 B1 (JOHNSON MICHAEL E) 27. März 2001 (2001-03-27) Abbildungen -----	7,9-13, 16,18
P,X	WO 2004/005754 A (FOLSOM TECHNOLOGIES, INC; FOLSOM, LAWRENCE, R; TUCKER, CLIVE) 15. Januar 2004 (2004-01-15) Abbildungen -----	18

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2004/011528

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 0533921	A	31-03-1993	JP 2261952 A	24-10-1990
			EP 0533921 A1	31-03-1993
			WO 9012225 A1	18-10-1990
			US 5139465 A	18-08-1992
US 4471669	A	18-09-1984	KEINE	
US 4641548	A	10-02-1987	BR 8404274 A	23-07-1985
			DE 3474796 D1	01-12-1988
			EP 0141118 A1	15-05-1985
			ES 8604819 A1	01-08-1986
			WO 8501026 A1	14-03-1985
JP 06297977	A	25-10-1994	KEINE	
JP 62295729	A	23-12-1987	JP 1786809 C	10-09-1993
			JP 4072730 B	19-11-1992
			DE 3780869 D1	10-09-1992
			DE 3780869 T2	10-12-1992
			EP 0247820 A2	02-12-1987
			US 4819512 A	11-04-1989
US 6206798	B1	27-03-2001	KEINE	
WO 2004005754	A	15-01-2004	WO 2004005754 A2	15-01-2004